

Міністерство освіти і науки України

**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

*Кафедра технічної механіки та
сільськогосподарських машин*

МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК до курсового проектування

для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності
133 Галузеве машинобудування
спеціалізації «Машини сільськогосподарського виробництва»

Тернопіль
2019

УДК 631.3
Д 58

Автори:

Т.А. Довбуш, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин

Н.І. Хомик, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин

А.Д. Довбуш, старший викладач кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин

Рецензент

Лещук Р.Я., к.т.н., доцент кафедри ВІ

Розглянуто й затверджено на засіданні кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин, протокол № 1 від 29.08.2018 р.

Схвалено й рекомендовано до друку на засіданні методичної комісії факультету інженерії машин, споруд та технологій, протокол № 1 від 31.09.2018 р.

Довбуш Т.А.

Д-58 Методи проектування сільськогосподарських машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування/ Т. А. Довбуш, Н. І. Хомик, А.Д. Довбуш. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 72 с.

Посібник розроблено відповідно до навчальної програми і призначено для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування спеціалізації «Машини сільськогосподарського виробництва».

Мета даного посібника – надати методичну допомогу студентам при виконанні курсової роботи. У посібнику у короткій формі викладено основні вимоги і вказівки на всі види робіт над курсовим проектуванням, приведено ряд довідкових матеріалів, а також список рекомендованої літератури. Наведено загальні питання з курсового проектування, подано матеріали про стійкість машин і машинно-тракторних агрегатів та методи розрахунку несучих систем сільськогосподарських машин. Наведено також умови задач та приклад виконання курсової роботи.

© Довбуш Т. А.,
Хомик Н. І.,
Довбуш А. Д., 2019

ЗМІСТ

стр.

ВСТУП.....	4
ЗАВДАННЯ.....	5
1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ.....	6
1.1. Мета і задачі курсової роботи.....	6
1.2. Структура, об'єм і зміст курсової роботи.....	6
1.3. Вимоги до оформлення розрахунково-пояснювальної записки.....	8
1.4. Написи на кресленнях і схемах.....	18
1.5. Специфікація і позначення креслень.....	18
2. СТІЙКІСТЬ МАШИН І МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ.....	22
2.1. Поздовжня стійкість агрегату.....	22
2.2. Поперечна стійкість агрегату.....	32
2.3. Бічне сповзання машин і агрегатів.....	35
ЗАВДАННЯ № 1.....	37
ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ЗАВДАННЯ № 1.....	38
3. МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ НЕСУЧИХ СИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН.....	48
3.1. Метод сил для розрахунку конструктивних систем.....	49
3.2. Метод переміщень для розрахунку конструктивних систем.....	50
3.3. Модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації для розрахунку несучих систем.....	51
3.4. Застосування методу скінченних елементів до розрахунку конструктивних систем.....	53
3.5. Застосування комбінованого і змішаного методів до розрахунку конструктивних систем.....	54
ЗАВДАННЯ № 2.....	55
ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ЗАВДАННЯ № 2.....	57
ДОДАТОК 1.....	72
ДОДАТОК 2.....	73
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ТА РЕКОМЕНДОВАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	75

ВСТУП

На даний час машинобудівна галузь Україна перебуває у складному стані, хоча має великий потенціал для збільшення виробництва, зокрема і сільськогосподарської техніки, і, відповідно, можливості для успішного розвитку сільськогосподарського машинобудування. Є великі спеціалізовані заводи, які виготовляють і можуть виготовляти у достатній кількості різноманітні сільськогосподарські машини, наприклад, заводи з виробництва комбайнів (Херсонський, Дніпропетровський), жаток (Бердянський), сівалок (Кіровоградський), ґрунтообробної техніки (Білоцерківський, Одеський) та інші. Також частково, виробництво сільськогосподарської техніки розпочали на підприємствах, які раніше не спеціалізувалися на виготовленні сільськогосподарських машин. Наразі постає проблема забезпечення промисловості висококваліфікованими інженерами-машинобудівниками, які володіють сучасними технологіями з розрахунку та проектування машин та елементів їх конструкцій, тим паче, що на теперішній час в Україні є відносно невелика кількість навчальних закладів, в яких готують фахівців у галузі сільськогосподарського машинобудування.

Проектування сільськогосподарських машин – це розробка механізованого засобу з виконання відповідних видів технологічних процесів у сільськогосподарському виробництві.

Розробка нових чи удосконалення існуючих моделей машин, зокрема і сільськогосподарських, здійснюється інженерно-технічним персоналом, який повинен володіти сучасними методами проектування та виконанням розрахунків основних технологічних параметрів та розрахунків елементів їх конструкцій на міцність, жорсткість, вібростійкість, оптимізацію та інші.

Процес проектування передуює конструюванню і є пошуком науково-обґрунтованих, технічно здійснених та економічно доцільних інженерних рішень. Результатом проектування є конструкторська документація об'єкта, який розробляється.

ЗАВДАННЯ

Під час виконання курсової роботи з дисципліни «Методи проектування сільськогосподарських машин» студенти мають можливість закріпити набуті теоретичні і практичні знання вирішенням конкретних інженерних задач: кінематичного та силового аналізу, розрахунків на міцність і жорсткість, проектування елементів тримких металоконструкцій сільськогосподарської техніки та ін. Студенти вчаться правильно і самостійно використовувати нормативні документи.

Курсова робота з дисципліни «Методи проектування сільськогосподарських машин» складається з двох частин. ***Перша частина*** включає вибір енергетичного засобу (трактора) та приєднаних сільськогосподарських знарядь (плуга, сівалки, культиватора і т.ін.), а також перевірні розрахунки вибраних агрегатів. ***Друга частина*** включає розрахунок тримкої металоконструкції (рами) сільськогосподарської машини (за вибором).

Курсова робота складається з графічної частини і розрахунково-пояснювальної записки. **Графічна частина** (один лист формату A1) включає: розрахункові схеми кінематичного та силового аналізу вибраного агрегату; складальне креслення конструктивної системи (рами) сільськогосподарської машини (3D-модель).

Розрахунково-пояснювальна записка курсової роботи обсягом 25...30 сторінок машинописного тексту вміщає дві частини.

I частина записки: умова задачі, опис дослідженого агрегату (вузла сільськогосподарської машини), побудову розрахункових схем та аналітичний розрахунок, який включає такі два пункти:

перший пункт – вибір трактора (енергозасобу) з умов стійкості агрегату, перевірні розрахунки на поздовжню та поперечну стійкість агрегату;

другий пункт – вибір шин для коліс приєднуваного до енергозасобу (трактора) сільськогосподарського знаряддя (плуга, сівалки, культиватора і т.ін.), перевірний розрахунок.

II частина записки: завдання на проектування; конструювання вузла тримкої металоконструкції, його розрахунок, який має такі пункти:

третій пункт – розрахунок внутрішніх силових факторів вузла тримкої металоконструкції (рами) сільськогосподарської машини в статичній постановці задачі;

четвертий пункт – визначення розмірів перетинів рами, вибір матеріалу тримкої металоконструкції відповідно з показниками міцності;

п'ятий пункт – розрахунок і конструювання з'єднання елементів розраховуваної рамної конструкції сільськогосподарської машини;

шостий пункт – проектування конструктивної системи (3D-модель) тримкої металоконструкції (відповідно до проведених раніше досліджень).

1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

1.1. Мета і задачі курсової роботи

Метою курсової роботи з дисципліни «Методи проектування сільськогосподарських машин» є закріплення і систематизація набутих студентами знань з цього предмету, вироблення вміння самостійно працювати, користуватись науково-технічною літературою, досягненнями науки і передового досвіду при вирішенні конкретних практичних задач, що стосуються конструювання нових або модернізації існуючих машинно-тракторних агрегатів (надалі МТА).

Курсову роботу виконують після вивчення теоретичної частини предмету або його окремих розділів, які дають необхідні знання і є комплексом взаємно узгоджених задач. Окремі розділи курсової роботи повинні бути логічно зв'язані в єдину цілісну роботу. Успішне розв'язання поставлених завдань у курсовій роботі можливе тільки при оволодінні студентами знань з таких загальнотехнічних предметів, як «Теорія механізмів і машин», «Деталі машин», «Опір матеріалів», «Сільськогосподарські машини та знаряддя для рослинництва», «Основи конструювання».

Курсову роботу після її виконання студенти захищають перед комісією. Під час захисту студенти повинні коротко доповісти про виконання завдання і дати відповіді на поставлені запитання. Комісія враховує якість виконання розрахунково-пояснювальної записки, графічної частини роботи, повноту відповідей на запитання і на основі цього виставляє відповідну оцінку.

1.2. Структура, об'єм і зміст курсової роботи

Курсова робота складається з розрахунково-пояснювальної записки об'ємом 25...30 сторінок машинописного тексту і графічної частини виконаної на 1 (одному) листу формату А1.

Розрахунково-пояснювальна записка є текстовим документом, її формують у процесі вирішення технічних питань, що стосуються розрахунків поздовжньої та поперечної стійкості МТА, тиску в шинах його коліс, розкриття статичної невизначеності конструктивних систем та їх розрахунку на міцність. У записці наводять весь текстовий і табличний матеріал, відповідні схеми і рисунки, а також виконані розрахунки.

В цілому курсова робота повинна давати повну уяву про забезпечення стійкості МТА, як поздовжньої так і поперечної, а також методи розрахунків конструктивних систем та підбір їх поперечних перетинів.

Завдання на курсову роботу видають кожному студенту згідно відповідної форми (*Додаток 2*).

Зміст розрахунково-пояснювальної записки повинен включати такі пункти:

Титульна сторінка (*Додаток 1*)

Завдання (*Додаток 2*)

РЕФЕРАТ АБО АНОТАЦІЯ

ЗМІСТ

ВСТУП

**ЗАВДАННЯ № 1. ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЕНЕРГЕТИЧНОГО
ЗАСОБУ (ТРАКТОРА)**

1. Вибір енергетичного колісного засобу (трактора)
сільськогосподарської машини
2. Розрахунок трактора з умови поздовжньої стійкості агрегату
 - 2.1. Оцінювання поздовжньої стійкості агрегату
 - 2.2. Розрахунок критичного кута нахилу схилу
 - 2.3. Визначення навантаження на колеса трактора
3. Вибір трактора з умови поперечної стійкості агрегату
4. Вибір шин коліс сільськогосподарського агрегату

**ЗАВДАННЯ № 2. РОЗРАХУНОК НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ МАШИНИ**

1. Виконання розрахункової схеми рами машини відповідно до варіанту
2. Визначення опорних реакцій рами
3. Визначення внутрішніх силових факторів
4. Встановлення ступеня статичної невизначеності, обрання методу розкриття статичної невизначеності
5. Запис функцій внутрішніх силових факторів
6. Визначення потенціальної енергії деформацій рами
7. Розв'язування задачі з використання пакету прикладних програм (ППП) MatLab
8. Побудова епюр внутрішніх силових факторів
9. Підбір поперечного перетину рами

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

ДОДАТКИ

1.3. Вимоги до оформлення розрахунково-пояснювальної записки

Розрахунково-пояснювальну записку до курсової роботи оформляють згідно ДСТУ 3008-95 «Документація. Звіти у сфері науки та техніки. Структура та правила оформлення».

Записку, креслення, плакати та інші матеріали оформляють в одному примірнику.

Мова записки – державна, стиль – науковий, чіткий, без орфографічних і синтаксичних помилок, послідовність логічна. *Пряме переписування у роботі матеріалів із літературних джерел неприпустиме.*

Пояснювальну записку курсової роботи виконують машинописним (за допомогою комп'ютерної техніки) способом на одному боці аркушів білого паперу формату А4 з кутовими штампами за формами відповідно до вимог діючих ГОСТів та ДСТУ. Дозволяється виконувати пояснювальну записку рукописним способом у *чорному кольорі*.

Текстовий матеріал при виконанні комп'ютерним способом, друкувати через 1,5 міжрядкового інтервала, текст вирівнювати по ширині аркуша (Текстовий редактор сумісний з Word for Windows версія 7.0 або пізніша. Шрифт – Times New Roman, розмір шрифту – 14 не більше 30 рядків на сторінці).

При виконанні текстового матеріалу рукописним способом текст має бути виконаний креслярським шрифтом згідно з ГОСТом 2.304-81 з висотою букв і цифр не менше 2,5 мм. Цифри і букви необхідно писати чітко, виконати в *чорному кольорі*.

Помилки і графічні неточності допускається виправляти заклеюванням, підчищуванням або замальовуванням білою фарбою з наступним внесенням виправленого тексту.

Пошкодження листів текстових документів, забруднення, неповністю знищені сліди попереднього тексту – *не допускається*.

При вписуванні слів, формул, знаків у надрукований текст вони мають бути чорного кольору; щільність вписаного тексту має максимально наближуватися до щільності основного зображення.

Виправлення мають бути *чорного кольору*.

В тексті записки мають бути обов'язковими посилання на використані літературні та інші джерела. Після згадки (цитати) проставляють у квадратних дужках номер, під яким вона записана у бібліографічному списку (переліку посилань) і, у випадку необхідності, сторінки, наприклад, [12] або [3, с.92].

Текст записки розміщувати на одному боці аркушів з дотриманням таких розмірів полів: з лівого боку – не менше 25 мм, з правого – не менше 15 мм, згори – не менше 25 мм, знизу – не менше 25 мм.

Відстань від рамки до границь тексту зліва повинна бути не менше 5 мм, а справа – 3 мм, згори і знизу – 10 мм. Абзаци у тексті починають відступом, який дорівнює п'яти символам. Кількість рядків на одній сторінці не повинна перевищувати 30.

Приклад розміщення тексту записки показано на рисунку 1.1.

Записка не повинна перевищувати 40 рукописних сторінок або 25...30 сторінок машинопису і повинна містити титульну сторінку, завдання на проектування, реферат (анотацію), зміст, вступ, основну частину, висновки, список використаних джерел і додатки.

Всі сторінки записки, крім титульного листка і завдання на проектування, повинні мати рамку (рисунок 1.2) з кутовим штампом. Для розділів записки, тобто на сторінках із заголовками (перша сторінка змісту, вступ, назви розділів і т.д.), використовують великі штампи для текстових документів (висотою 40 мм), на всіх наступних сторінках – малі штампи (висотою 15 мм). У великих штампах (рисунок 1.2а) записують назву розділу, наприклад, «Зміст», «Розрахунок стійкості МТА», а також позначення записки. Наприклад, для розділу, виконуваного на тему «Обґрунтування вибору енергетичного засобу», позначення записки можна записати так: КР МПСГМ 2019-13.00.00 ПЗ. У кутових штампах (рисунок 1.2б) для решти сторінок записувати тільки позначення записки і нумерацію аркушів.

Номер сторінки проставляти у відповідній графі штампа (рисунок 1.2). Відлік починати з титульної сторінки, але номер її на титульній не ставити. Нумерацію сторінок без крапки після неї проставляють у правому нижньому куті відповідної графі кутового штампа.

Нумерація сторінок – наскрізна до додатків. Додатки (специфікація до складального креслення, експлікація будівель і т.п.) нумерувати окремо і вшивати в кінці записки.

Титульну сторінку виконують креслярським шрифтом або машинописним (комп'ютерним) способом, або на бланках університету.

Записку починати з **титульного аркуша (Додаток І)**, який повинен містити назву міністерства, назву вищого навчального закладу та кафедри, тему записки, посаду, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім'я, по-батькові керівника роботи (проекту), групу, прізвище, ім'я, по-батькові автора записки, місто і рік.

Додатки нумерувати окремо і вшивати в кінці записки.

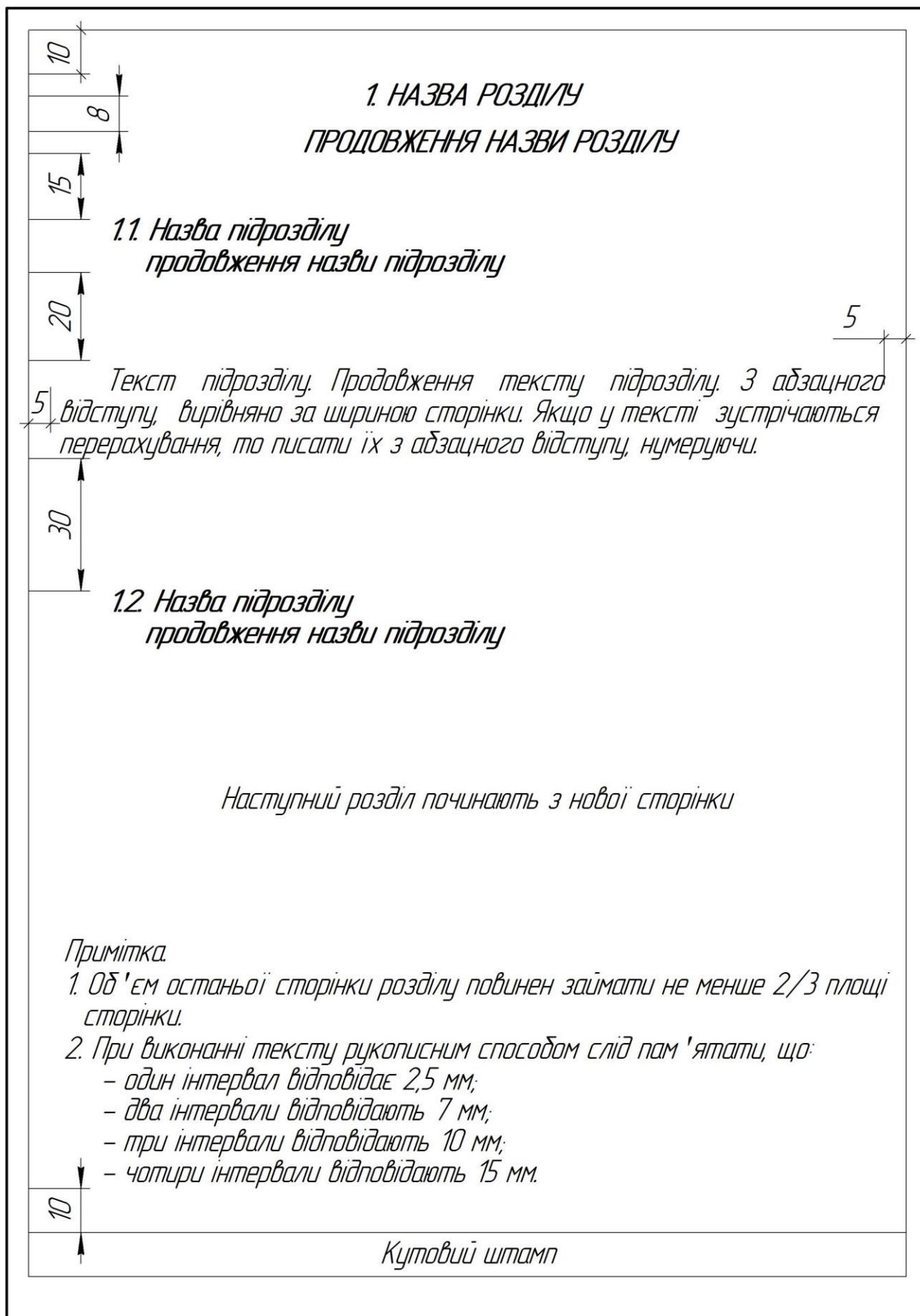


Рисунок 1.1 – Приклад розміщення тексту записки

					КР МПСГМ 2019-13.00.00 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Цьонь М.О.				Розрахунок стійкості МТА	Літ.	Арк.	
Перевір.	Довбуш Т.А.						2	8
Консульт.						ФМТ, гр. МС-41		
Н. контр.								
Затв.								

a)

					КР МПСГМ 2019-13.00.00 ПЗ			Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				5

б)

a) штамп для розділу (умови задачі);

б) штамп для наступних сторінок тексту

Рисунок 1.2 – Приклад заповнення штампів на сторінках записки

Завдання на курсову роботу (Додаток 2) є другим і третім аркушем розрахунково-пояснювальної записки та містить інформацію про тему індивідуального завдання, термін виконання завдання, вихідні дані для вирішення індивідуального завдання, перелік графічного матеріалу, виконавця роботи та керівника роботи. Завдання на курсову роботу має бути підписане студентом та керівником роботи.

Реферат – четверта сторінка записки. У ньому коротко описують результати і обсяг виконаних робіт. *Наприклад*, у даній курсовій роботі користуючись вихідними даними виконано розрахунки на поперечну та поздовжню стійкість МТА, перевірку тиску в шинах коліс трактора, проведено розрахунок на міцність конструктивної системи трактора. Розрахунково-пояснювальна записка вміщує 22 стор., 5 рисунків, 2 таблиці, 10 літературних джерел.

Графічна частина курсової роботи включає: схематизацію руху МТА по схилу поздовжню та поперечну (1А2); креслення конструктивної системи в аксонометрії, 3D-моделювання (1А2).

Зміст – це п'ята сторінка записки. Він повинен містити назви та номери початкових сторінок усіх розділів і підрозділів (пунктів, підпунктів) записки, включаючи усі заголовки, які є у записці, починаючи зі вступу і закінчуючи додатками.

Нумерацію сторінок, розділів, підрозділів, пунктів, підпунктів, рисунків, таблиць, формул у всьому тексті звіту подають арабськими цифрами без знака «№».

Вступ – наступна сторінка записки. У ньому необхідно вказати доцільність виконання роботи, розкрити перспективи галузі і т.п.

Текст основної частини записки поділити на розділи і підрозділи, (пункти і підпункти при потребі).

Розділи в межах усієї записки повинні мати порядкові номери, позначені арабськими цифрами. Кожен розділ (структурну частину) записки починати з нового аркуша (сторінки).

Підрозділи повинні мати нумерацію в межах розділу, номер підрозділу складається з номера розділу і підрозділу, розділених крапкою, наприклад, 2.3. (*Це означає: третій підрозділ другого розділу*). В кінці порядкового номера розділу, підрозділу і т.п. крапку ставлять.

Номер пункту вміщує номер розділу, підрозділу і пункту, які розділені крапками, наприклад, 3.2.1. (*перший пункт другого підрозділу третього розділу*).

Назви розділів повинні бути короткими, записують їх у вигляді заголовків прописними (великими) літерами **посередині рядка** (*симетрично до тексту*). Переноси слів у заголовках не допускаються. **Крапку в кінці заголовка не ставлять.**

Кожний розділ записки починають з нової сторінки. Назви розділів і підрозділів повинні бути короткими і відповідати змістові. Назву розділу записують як заголовок прописними буквами і розміщують симетрично тексту, а назву підрозділів – з абзацу стрічковими буквами (перша – прописна). У заголовках розділів і підрозділів перенесення слів не допускається, крапку в кінці не ставлять. Якщо заголовок складається з двох речень, то їх розділяють крапкою. Відстань між рядками у заголовках повинна становити півтора інтервала (5 мм). Відстань між назвою розділу і наступним (попереднім) текстом або назвою підрозділу при виконанні тексту машинописним способом становить 3...4 інтервали, а при рукописному – 15 мм.

Підрозділи можуть мати пункти, їх нумерують у межах підрозділу. Номер пункту складається з номера розділу, підрозділу і пункту, розділених крапкою. Після номера ставлять крапку. Цифри, які вказують номер пунктів, не повинні виступати за межі абзацу. Пункти можуть бути розбиті на підпункти, їх нумерують у межах пункту.

Стиль викладення тексту записки повинен бути коротким, чітким і без двоякого змісту. Прийнята у тексті термінологія повинна відповідати встановленій у стандартах, а при відсутності такої – загальноприйнятій у науково-технічній літературі.

Кожну структурну частину (розділ) записки починають з нової сторінки.

Заголовки підрозділів писати або друкувати рядковими літерами (крім першої прописної) *з абзацу. Крапки в кінці заголовка не ставити.*

Абзацний відступ повинен бути однаковим упродовж усього тексту записки і становити 1,25 см.

Структурні елементи РЕФЕРАТ (АНОТАЦІЯ), ЗМІСТ, ВСТУП, ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ, ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ, ДОДАТКИ як розділи не нумерують.

Не допускається розміщувати назву розділу, підрозділу, а також пункту й підпункту в нижній частині сторінки, якщо після неї розміщено тільки один рядок тексту.

У тексті пояснювальної записки не рекомендується вживати звороти із займенниками першої особи, наприклад: «Я вважаю ...», «Ми вважаємо ...» тощо. **Рекомендується вести виклад, не вживаючи займенників**, наприклад: «Вважаємо ...», «... знаходимо ...» тощо.

Числа з розмірністю необхідно писати цифрами, а без розмірності – словами, наприклад: «Висота – 600 м», «... за другим варіантом ...».

Порядкові чисельники, які йдуть один за одним, можуть бути подані цифрами з відмінковим закінченням, яке ставлять лише при останній цифрі, наприклад: 1-е; 7, 8, 9-й тощо.

Ілюстрації (креслення, рисунки, графіки, схеми, діаграми, фотознімки) розміщувати у записці звіту безпосередньо після тексту, де вони згадуються вперше, або на наступній сторінці. На всі ілюстрації повинні бути посилання у записці.

Кількість ілюстрацій повинна бути достатньою для пояснення тексту, що викладається.

Зміст ілюстрацій має доповнювати текст записки, поглиблювати розкриття суті явища, наочно ілюструвати думки автора. Тому в тексті на кожную з них повинно бути посилання з коментарем.

Якщо ілюстрації містяться на окремих сторінках роботи, їх включають до загальної нумерації сторінок. Ілюстративні або табличні матеріали, розміри яких є більші за формат А4, враховують як одну сторінку і розміщують у відповідних місцях після згадування в тексті або додатках.

Ілюстрації повинні мати назву, яку розміщують під ілюстрацією. За необхідності під ілюстрацією розміщують пояснювальні дані (підрисунковий текст). **Ілюстрацію позначають словом «Рисунок», яке разом з назвою ілюстрації розміщують після пояснювальних даних по центру сторінки**, наприклад, «Рисунок 2.1 – Технологічна схема коренезбиральної машини».

Ілюстрації нумерують арабськими цифрами порядковою нумерацією в межах розділу, за винятком ілюстрацій, наведених у додатках. Номер ілюстрації складається з номера розділу і порядкового номера ілюстрації, відокремлених крапкою. Наприклад, рисунок 3.2 – другий рисунок третього розділу. Якщо ілюстрація не вміщається на одній сторінці, можна переносити її на інші сторінки, вміщуючи назву ілюстрації на першій сторінці, пояснювальні дані – на кожній сторінці і під ними позначати: «Рисунок_, аркуш_».

Ілюстрації у тексті виконують у графічному редакторі або тушшю чи олівцем (рукописний спосіб).

Допускається наскрізна нумерація рисунків, якщо їх небагато.

Слово «Рисунок» пишуть під самим рисунком і супроводжують тематичною назвою з розшифровкою всіх буквених і цифрових позначень, наприклад: Рисунок 2.3 – Розрахункова схема сил, що діють на колісний трактор, який рухається на підйом з начіпною машиною. Написи на рисунках виконують креслярським шрифтом з розміром букв і цифр, прийнятих у тексті.

Фотознімки розміру меншого за формат А4 мають бути наклеєні на аркуші білого паперу формату А4.

Посилання на ілюстрації подають так: «на рисунку 3.1», повторно «див. рис. 3.1».

Цифровий матеріал, як правило, оформляють у вигляді таблиць. Їх розмір вибирають довільно. Горизонтальні лінії у таблиці наводити не рекомендується. Діагональний поділ головки таблиці не допускається. Горизонтальні та вертикальні лінії, які розмежовують рядки таблиці, а також лінії зліва, справа і знизу, що обмежують таблицю, можна не проводити, якщо їх відсутність не утруднює користування таблицею.

Заголовки і підзаголовки граф таблиці виконують стрічковими літерами, крім першої прописної. Якщо підзаголовок складає одне речення зі заголовком, то його починають з стрічкової літери. В кінці заголовків і підзаголовків крапку не ставлять.

Таблицю розташовують безпосередньо після тексту, в якому вона згадується вперше, або на наступній сторінці.

На всі таблиці мають бути посилання в тексті записки. Посилання на таблицю має вигляд: У таблиці 3.2, приведено..., повторно «див. табл. 3.2».

Таблиці нумерують арабськими цифрами порядковою нумерацією в межах розділу. Номер таблиці складається з номера розділу і порядкового номера таблиці, відокремлених крапкою, наприклад: Таблиця 3.1 – Перша таблиця третього розділу.

Таблиця має назву, яку друкують рядковими (малими) літерами крім першої прописної (великої) і розміщують над таблицею. Назва має бути стислою і відображати зміст таблиці. Назву записують після номера таблиці через тире. Переносячи частину таблиці на наступну сторінку, повторюють у кожній частині таблиці її заголовок і боковик.

При поділі таблиці на частини допускається її заголовок або боковик замінювати відповідно номерами граф чи рядків, нумеруючи їх арабськими цифрами у першій частині таблиці.

Слово «Таблиця» вказують один раз зліва з абзацу над першою частиною таблиці. При перенесенні таблиці на наступну сторінку головку повторюють і над нею пишуть: «Продовження таблиці...» або «Закінчення таблиці...» з зазначенням її номера. Колонки «Номер за порядком» та «Одиниці вимірювання» у таблицю не вводять.

Допускається наскрізна нумерація таблиць, якщо їх не багато.

Формули та рівняння розташовують безпосередньо після тексту, в якому вони згадуються, посередині сторінки.

Вище й нижче кожної формули або рівняння повинно бути залишено не менше одного вільного рядка.

Формули і рівняння у записці (за винятком формул і рівнянь, наведених у додатках) ***нумерують порядковою нумерацією в межах розділу.***

Номер формули або рівняння складається з номера розділу і порядкового номера формули або рівняння, відокремлених крапкою, наприклад, (2.3) – третя формула другого розділу.

Номер формули або рівняння зазначають на рівні формули або рівняння в дужках у крайньому правому положенні на рядку.

Пояснення значень символів і числових коефіцієнтів, що входять до формули чи рівняння, наводять безпосередньо під формулою у тій послідовності, в якій вони наведені у формулі чи рівнянні.

Пояснення значення кожного символу та числового коефіцієнта наводять з нового рядка. Перший рядок пояснення починають з абзацу словом «де» без двокрапки.

Формули у тексті записують з нової стрічки у загальному вигляді, а під формулою наводять пояснення кожного символу із зазначенням розмірності. Після цього наводять формулу з підставленими значеннями і кінцевим результатом. Вище і нижче кожної формули залишають не менше однієї вільної стрічки.

Якщо рівняння не вміщується в одній стрічці, то його переносять після відповідного знаку: (=), (+), (–), (х), (:). Якщо підряд іде декілька рівнянь, формул, то в кінці кожного з них ставлять крапку з комою, а після останнього – крапку. Всі формули, якщо їх у записці більше однієї і є посилання на них, нумерують арабськими цифрами у межах розділу.

Допускається наскрізна нумерація формул у межах всієї записки.

Написання формул, цифр, заголовків розділів і підрозділів, заповнення таблиць виконують тільки шрифтом (при оформленні рукописним способом).

У записці забороняється використовувати ксерокопії рисунків, схем, планів, таблиць тощо.

Висновки та пропозиції повинні містити короткий текст за результатами виконаної роботи. В кінці висновків студент ставить дату оформлення та свій підпис.

Перелік посилань (перелік джерел інформації) повинен містити перелік літературних та інших джерел, використаних при написанні записки, на які є посилання в тексті звіту. Оформляють його згідно з рекомендаціями ГОСТ 7.1:2006.

Перелік посилань вимагає розміщення всіх використаних джерел інформації у такій послідовності:

- а) закони України (у хронологічній послідовності);
- б) укази Президента, постанови уряду (у хронологічній послідовності);
- в) директивні матеріали міністерств (у хронологічній послідовності);
- г) монографії, брошури, підручники (абетковий порядок);
- д) статті з журналів (абетковий порядок);
- є) інструктивні, нормативні та інші матеріали, що використовуються підприємством (абетковий порядок);
- ж) іншомовні джерела;
- з) електронні джерела.

Роботи іноземних авторів подавати в переліку в оригінальній транскрипції.

У тексті записки у квадратних дужках обов'язково наводять посилання на ті літературні джерела, з яких взято формули, коефіцієнти та інші довідкові дані. У дужках записують порядковий номер джерела відповідно до його появи у тексті, а саме джерело під цим номером заносять у список використаних джерел, який наводять в кінці записки. Допускається список використаних джерел наводити в алфавітному порядку. Дані про літературне джерело повинні включати прізвище та ініціали автора (авторів), назву книги, місце видання, видавництво, рік видання, кількість сторінок.

Документи, розміщення яких в основному тексті недоцільне (зібрані первинні документи, креслення, схеми, ескізи, інструкції, програми розрахунків на ПК, великі таблиці і т. ін.), **повинні бути оформлені у вигляді додатків** до записки, які розміщують в кінці записки після списку використаних джерел.

Кожен додаток починають з нової сторінки з написом симетрично до тексту (посередні сторінки), наприклад, «ДОДАТОК Б».

В основному тексті потрібно вказати посилання на додатки.

Додатки до ПЗ можуть бути подані як:

- продовження тексту основної частини ПЗ;
- відокремлену самотійну частину ПЗ;
- окремий том.

Якщо додатки є продовженням тесту основної частини ПЗ, нумерація сторінок додатків – це продовження нумерації сторінок ПЗ, тобто *додатки мають наскрізну нумерацію з запискою*.

Кожний додаток повинен мати заголовок, надрукований угорі рядковими (малими) літерами з першою прописною (великою) симетрично відносно тексту сторінки.

Над заголовком, симетрично до тексту, прописними (великими) літерами друкують або пишуть слово «ДОДАТОК» і велику літеру (або цифру, як виняток), що позначає додаток. Додатки необхідно позначати послідовно прописними літерами української абетки, за винятком літер Г, Є, З, І, ї, Й, О, Ч, Ь, наприклад, ДОДАТОК А, ДОДАТОК Б і т. д.

Один додаток позначають як ДОДАТОК А.

Текст кожного додатка починають з наступної сторінки.

Якщо у ПЗ як додаток наводять документ, що має самотійне значення (наприклад, патентні дослідження, технічні умови, технологічний регламент, атестовану методику проведення досліджень, стандарт тощо) та оформлений згідно з вимогами до цього документа, *то в додатку вміщують його копію без будь-яких змін*. На копії цього документа праворуч у верхньому куті проставляють нумерацію сторінок ПЗ, як належить у разі нумерування сторінок додатка, а знизу зберігають нумерацію сторінок документа (або навпаки, залежно від вихідної нумерації сторінок документа).

У такому випадку на окремому аркуші друкують великими літерами слово «ДОДАТОК», відповідну велику літеру української абетки, що позначає документ, а під ним, симетрично відносно сторінки, друкують назву документа малими літерами, починаючи з першої великої. Аркуш з цією інформацією також нумерують.

1.4. Написи на кресленнях і схемах

Кожне креслення повинно мати основний напис, в якому наводять найважливіші відомості про предмет (його назва, позначення, матеріал, маса та інші дані).

Основний напис (ГОСТ 2.104-68) на кресленнях і схемах виконують за формою 1 (рисунок 1.3), а в текстових документах – за формою 2 і 2а (рисунок 1.4а, б).

Основний напис (кутовий штамп) на форматі А4 розміщують вздовж короткої сторони листа. А на решті форматів – вздовж довгої сторони листа у правому нижньому куті.

У графах основного напису вказують:

1. Назва виробу або назва документу.
2. Позначення документу.
3. Позначення матеріалу деталі (тільки на кресленнях деталі).
4. Літера, що присвоєна даному виробу. Для курсового проекту (роботи) у цій графі ставлять літеру К.
5. Маса (кг).
6. Масштаб.
7. Порядковий номер листа документу.
8. Загальна кількість листів документу.
9. Скорочена назва ВНЗ, кафедри, шифр групи.
10. Характер роботи, яку виконує особа, причетна до даного документу, наприклад: «Студент», «Консультант».
11. Прізвище особи, яка підписує документ.
12. Підпис особи, яка виконала даний документ.
13. Дата підпису документу.
- 14 – 23. Ці графи у курсовому проекті (роботі) не заповнюють.
24. Позначення документа повернуте на 90° або 180°.

1.5. Специфікація і позначення креслень

Специфікація визначає склад складального креслення. Її форму і порядок заповнення визначає ГОСТ 2.108-68.

Специфікацію складають на окремих сторінках формату А4. Специфікація містить такі розділи: документація, складальні одиниці, деталі, стандартні вироби, матеріали, комплекти. Назву кожного розділу вказують у вигляді заголовку у графі «Назва» і підкреслюють тонкою лінією. Над кожним заголовком і під ним залишають одну вільну стрічку. У розділ «Документація» вносять складальні креслення, схеми електричні, технологічні, кінематичні, графіки, пояснювальна записка і т.п.

Technical drawing of a drawing frame with dimensions and a table of fields.

Dimensions:

- Top: 185 (total), 70 (left), 50 (right), 5 (bottom)
- Left: 70 (total), 20 (bottom), 5 (right)
- Right: 7 (left), 10 (middle), 23 (right), 15 (left), 10 (middle), 18 (right)
- Bottom: 5 (left), 7 (middle), 35 (right), 25 (left), 25 (middle), 35 (right), 25 (left), 25 (middle), 35 (right)

Table of fields:

(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(19)	(20)	(21)	(22)	(23)
Изм. Арк.	№ док.	Подп.	Дата	Масса	Масштаб	Изм.	Масса	Масштаб	Изм.
Розр.	№ док.	Подп.	Дата	Масса	Масштаб	Изм.	Масса	Масштаб	Изм.
Перед.	№ док.	Подп.	Дата	Масса	Масштаб	Изм.	Масса	Масштаб	Изм.
Т. контр.	№ док.	Подп.	Дата	Масса	Масштаб	Изм.	Масса	Масштаб	Изм.
Н. контр.	№ док.	Подп.	Дата	Масса	Масштаб	Изм.	Масса	Масштаб	Изм.
Затв.	№ док.	Подп.	Дата	Масса	Масштаб	Изм.	Масса	Масштаб	Изм.

Рисунок 1.3 – Формы основных написів на кресленнях

Form 'а)'

Overall width: 185

Overall height: 8 × 5 = 40

Top section (width 70, height 14):

- Left margin: 17
- Right margin: 5

Field widths: 7, 10, 23, 15, 10, 70, 50

Table structure:

(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(2)	<table border="1"> <tr> <td>Лім.</td> <td>Маса</td> <td>Масштаб</td> </tr> <tr> <td>(4)</td> <td>(7)</td> <td>(8)</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>5</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td colspan="2">17</td> <td>18</td> </tr> <tr> <td colspan="3">(9)</td> </tr> </table>	Лім.	Маса	Масштаб	(4)	(7)	(8)	5	5	5	17		18	(9)		
Лім.	Маса	Масштаб																			
(4)	(7)	(8)																			
5	5	5																			
17		18																			
(9)																					
Зм. Арк.	№ докум.	Підп.	Дата																		
Розроб.																					
Перевір.																					
Н.контр.																					
Затв.																					

Field heights: 5, 5

Form 'б)'

Overall width: 185

Overall height: 3 × 5 = 15

Top section (width 70, height 14):

- Left margin: 17
- Right margin: 5

Field widths: 7, 10, 23, 15, 10, 5

Table structure:

(14)	(15)	(16)	(17)	(18)	(2)	<table border="1"> <tr> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td>(7)</td> </tr> </table>	Арк.	(7)
Арк.								
(7)								
Зм. Арк.	№ докум.	Підп.	Дата					

Field heights: 5, 5, 8, 7, 10

Рисунок 1.4 – Форми основних написів на текстових документах

У розділ «Складальні одиниці» вносять складальні одиниці, які складаються на підприємстві.

У розділ «Деталі» вносять деталі, які виготовляють на підприємстві.

У розділ «Стандартні вироби» вносять стандартні вироби, які використовують у машині або вузлі. Запис стандартних виробів проводять в алфавітному порядку назв, а у межах кожної назви у порядку зростання стандартів.

У розділ «Інші вироби» вносять вироби, які приймають з каталогів, преїскурантів, наприклад, електродвигун ВП 132 М 295 ТУ 16-510 662-77.

У розділ «Матеріали» вносять комплекти змінних частин, інструментів, комплект тари і т.п.

Графи специфікації заповнюють згори вниз. У графі «Формат» вказують формати документів і креслень. У розділах «Стандартні вироби», «Інші вироби», «Матеріал» і «Комплекти» графи не заповнюють. Для деталей, на які не виконані креслення, у графі записують «БК».

У графі «Зона» вказують позначення зони, в якій знаходиться дана складова частина при розбивці поля креслення на зони.

У графі «Поз.» вказують порядковий номер складових частин, які позначено на складальному кресленні. Для розділів «Документація» і «Комплекти» графу не заповнюють. Графу «Позначення» заповнюють за схемою наведеною на рисунку 1.5.

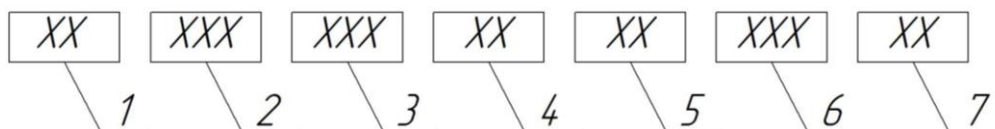


Рисунок 1.5 – Схема заповнення графи «Позначення»

- 1 – індекс документу (КР – курсова робота);
- 2 – позначення дисципліни, з якої розробляють даний документ (МПСГМ – методи проектування сільськогосподарських машин);
- 3 – номер залікової книжки;
- 4 – порядковий номер складального креслення;
- 5 – порядковий номер вузла, що входить у складальне креслення;
- 6 – порядковий номер складальної одиниці або деталі, що входить у складальне креслення;
- 7 – шифр документа:
 - СК – для складального креслення;
 - ПЗ – пояснювальна записка.

2. СТІЙКІСТЬ МАШИН І МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ

При проектуванні нових чи удосконалені існуючих машин конструктору необхідно найперше врахувати продуктивність машини чи агрегату, спосіб його агрегування з енергозасобом та потужність трактора.

Спосіб агрегування сільськогосподарського знаряддя і потужність трактора є визначальними для побудови принципової схеми машини та обґрунтування доцільності використання цього агрегату. Конструктору необхідно також враховувати вимоги техніки безпеки при роботі МТА, яка досягається забезпеченням необхідної його стійкості.

Стійкість – це здатність машини (агрегату) протистояти зовнішнім силам, які викликають відхилення її від заданого положення рівноваги (крен).

Відхилення від нормального рівноважного стану машини (агрегату) призводять до аварійності її роботи та можуть спричинити: перекидання; сповзання або бічний занос; порушення керованості колісного ходу через надмірне зменшення тиску на керовані колеса, або надмірне їх перевантаження; зниження надійності і довговічності коліс, їхніх осей і шин через перевищення допустимих на них навантажень.

Стійкість колісних (гусеничних) машин визначають колісною базою, колією коліс, розташуванням центру ваги, зчепленням коліс із ґрунтом, станом дороги, нахилом рельєфу поля або дороги.

Порушення стійкості машини (агрегату) може бути як *поздовжнім* (у площині, що збігається з її поздовжньою віссю), так і *поперечним* (у площині, перпендикулярній до її поздовжньої осі). Відповідно до цього розрізняють *поздовжню* і *поперечну стійкість машини* (агрегату).

2.1. Поздовжня стійкість агрегату

Поздовжню стійкість машинно-тракторного агрегату визначають з умови перекидання трактора.

У начіпних агрегатах на стійкість впливають такі фактори:

- положення начіпної машини (знаряддя);
- положення трактора або енергозасобу (транспортне чи робоче);
- напрям сили тяги;
- розташування центра ваги і точки причепа відносно задньої осі трактора (енергозасобу).

Перекидання трактора у поздовжній площині можливе при русі на підйом і при русі зі схилу.

Розглянемо *умови перекидання колісних і гусеничних тракторів при агрегуванні з причіпними, напівпричіпними* (шарнірне з'єднання) *і начіпними* (жорстке з'єднання) *машинами* (знаряддями) [1].

Поздовжня стійкість колісного трактора з начіпними машинами залежить від:

- розташування начіпки (передня або задня);
- положення начіпного знаряддя (транспортне або робоче).

При роботі агрегату в борозні із задньою начіпною машиною перекидання трактора неможливе, тому що при відриві передніх коліс від поверхні ґрунту він буде спиратися на робочу начіпну машину. У цьому випадку порушується тільки керованість агрегату. **Задня начіпка знижує поздовжню стійкість агрегату при прямованні вгору по схилі з піднятим начіпним знаряддям. При прямованні під ухил задня начіпка збільшує поздовжню стійкість агрегату.**

Передня начіпна система з піднятою у транспортне положення начіпною машиною збільшує стійкість агрегату при русі на підйом і зменшує її при русі під ухил.

Отже, небезпечним для поздовжньої стійкості агрегату є його рух на підйом із піднятою начіпною машиною на задній начіпці трактора. Тому при конструюванні начіпних і напівначіпних агрегатів одним з основних елементів розрахунку є перевірка їхньої поздовжньої стійкості.

На рисунку 2.1 зображена схема колісного трактора з *напівпричіпною машиною*, що рухається на підйом під кутом α до горизонту.

На колісний трактор при русі на підйом діють сили: G , $F_{ГК}$, $N_{П}$.

Перекидання *колісного трактора* в складі з *напівпричіпним знаряддям* можливе відносно осі (точки) O (див. рис. 2.1). Рівняння моментів усіх сил:

$$N_{П} \cdot L = G \cdot a \cdot \cos \alpha - G \cdot h \cdot \sin \alpha - F_{ГК} \cdot h_{ГК}, \quad (2.1)$$

де $N_{П}$ – реакція ґрунту на передні колеса, Н;

L – поздовжня база трактора, м;

G – сила ваги трактора, Н;

a , h – координати центра ваги трактора, м;

α – кут підйому до горизонту, град;

$F_{ГК}$ – сила тяги на гаку, Н;

$h_{ГК}$ – висота шарніра кріплення саниці машини до трактора, м.

Стійкість колісного трактора порушиться при якомусь критичному куті підйому схилу $\alpha_{КР}$.

$$G \cdot a \cdot \cos \alpha = F_{ГК} \cdot h_{ГК} + G \cdot h \cdot \sin \alpha + N_K \cdot X_D, \quad (2.4)$$

де N_K – сила реакції ґрунту на опорну поверхню гусениць,
прикладена в точці з координатою X_D , тут $X_D \geq C_K$;

$$N_K = G \cdot \cos \alpha + F_{ГК} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (2.5)$$

γ – кут нахилу сили тяги трактора на гаку до конструкції тяги;
 C_K – координата кінця опорної поверхні гусениць трактора.

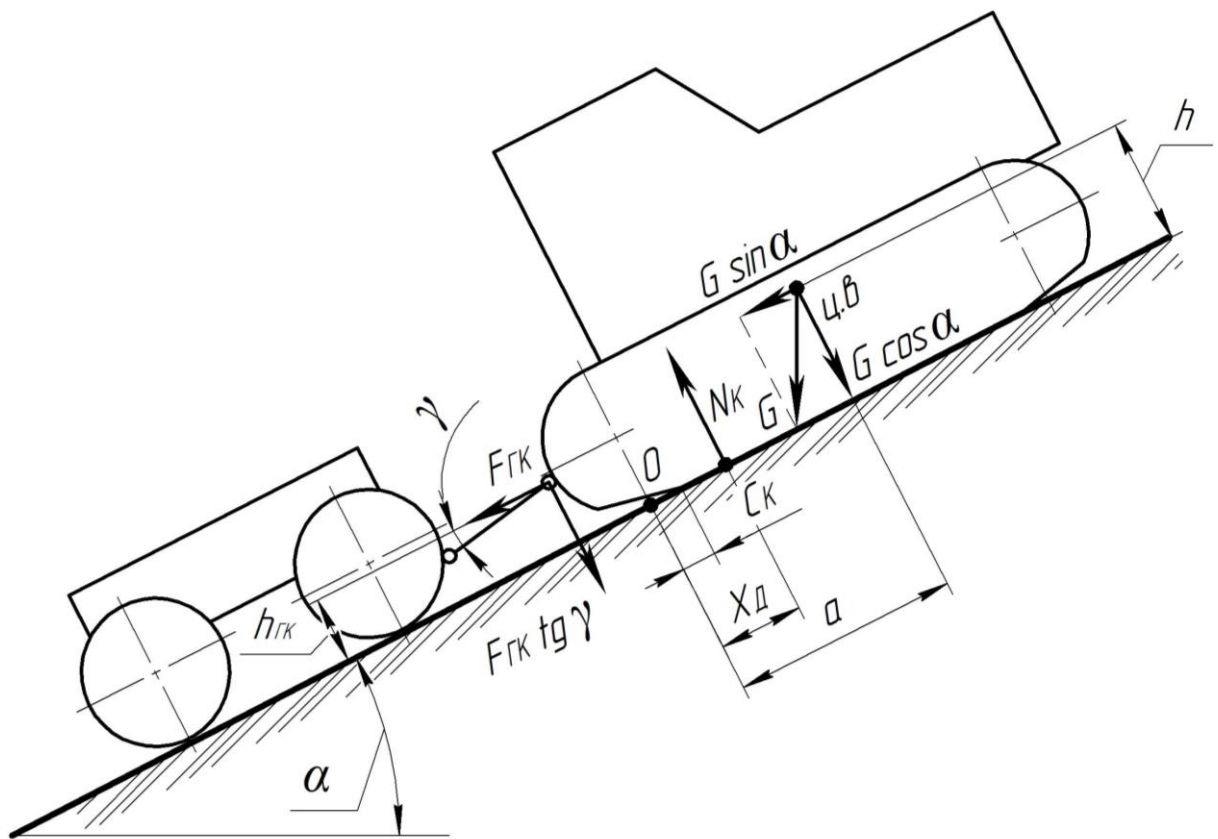


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема сил, що діють на гусеничний трактор, при русі з причіпним знаряддям на підйом

Критичний кут нахилу схилу, при якому порушиться стійкість гусеничного трактора з причіпним знаряддям, тобто необхідна умова забезпечення стійкості [1]:

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP} = \frac{G^2 \cdot (a - C_K) \cdot h - F_{ГК} \cdot h_{ГК} \sqrt{G^2 \cdot h^2 + G^2 (a - C_K)^2 - F_{ГК}^2 \cdot h_{ГК}^2}}{G^2 \cdot h^2 - F_{ГК}^2 \cdot h_{ГК}^2}. \quad (2.6)$$

Якщо *гусеничний трактор рухається без знаряддя*, тобто при $F_{ГК} = 0$, то *граничний кут* визначають з умови [1]

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP} = \frac{a - C_K}{h}. \quad (2.7)$$

Для визначення *критичного кута підйому*, при якому агрегат, що рухається із *піднятою начіпною машиною*, почне *перекидатися*, складають рівняння моментів зовнішніх сил щодо осі (точки) O (рисунок 2.3). Складають це рівняння за умови початку відриву передніх коліс від ґрунту, тобто при $N_{П} = 0$:

$$G \cdot a \cdot \cos \alpha - G \cdot h \cdot \sin \alpha - G_H (a_H \cdot \cos \alpha + h_H \sin \alpha) - F_{TP} \cdot r_K = 0, \quad (2.8)$$

де F_{TP} – сила тертя від проковзування задніх коліс,

$$F_{TP} = f(G + G_H) \cos \alpha;$$

f – коефіцієнт проковзування коліс, приймають $f = 0,3$ (табл. 2.1);

r_K – радіус задніх коліс;

G_H – сила ваги начіпної машини, Н;

a_H, h_H – координати центра ваги начіпної машини, м.

Критичний кут підйому схилу, при якому порушується стійкість МТА з піднятою начіпною машиною, тобто необхідна умова забезпечення стійкості

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{ГР} (1 - \delta_H \cdot a_H / a)}{(1 + \delta_H)} - f, \quad (2.9)$$

де $\alpha_{ГР}$ – граничний кут підйому, при якому трактор

без начіпної машини втрачає стійкість, $\alpha_{ГР} = \operatorname{arctg} (a/h)$;

δ_H – співвідношення сил ваги, $\delta_H = G_H / G$.

Для спрощення визначення (оцінювання) поздовжньої стійкості розглянутих агрегатів (колісних і гусеничних) рекомендовано користуватися **коефіцієнтом запасу поздовжньої стійкості** X_H . Цей коефіцієнт визначають при горизонтальному положенні агрегату за формулою [1]

$$X_H = \frac{G_H \cdot a_H}{G \cdot a} = \delta_H \frac{a_H}{a}. \quad (2.10)$$

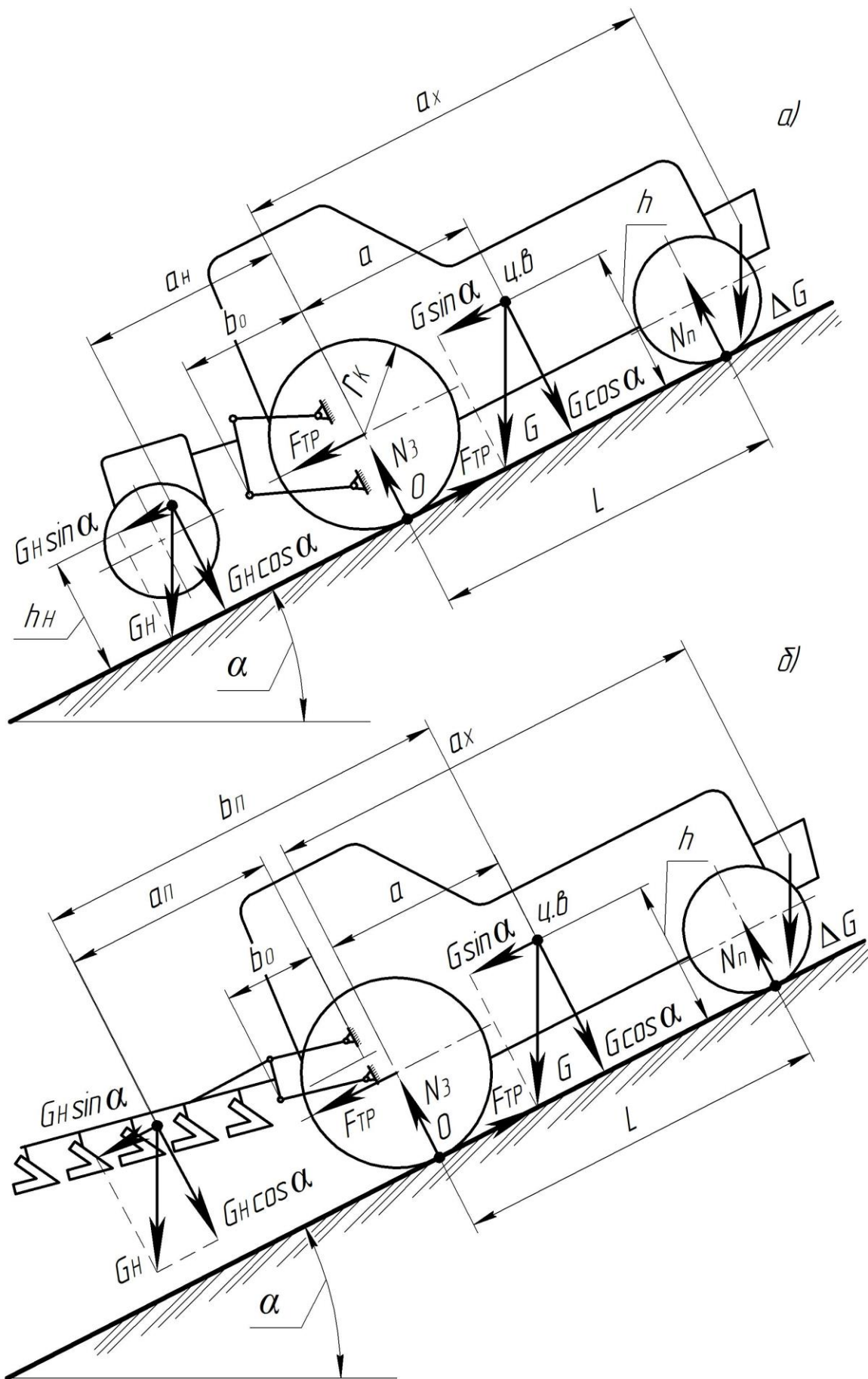


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема сил, що діють на колісний трактор, який рухається на підйом з начіпною машиною

Відповідно, з (2.9) при врахуванні (2.10), отримаємо таку залежність для визначення **критичного кута підйому**, тобто умову забезпечення **стійкості**:

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP} = \operatorname{tg} \alpha_{GP} \left(\frac{1 - X_H}{1 + \delta_H} \right) - f. \quad (2.11)$$

Від величини коефіцієнта поздовжньої стійкості X_H залежить **керованість агрегату**. Так, при $X_H = 0,4$ керованість агрегату починає різко погіршуватися, тобто радіус R повороту агрегату різко збільшується і стає значно більше теоретичного радіуса R_T повороту: $R > R_T$. Значення коефіцієнта $X_H > 0,4$ є небажаним, оскільки порушується безпечна робота агрегату.

Одним із **способів підвищення стійкості МТА є встановлення на передній начіпці трактора додаткових вантажів**. У такому випадку залежність для визначення коефіцієнта поздовжньої стійкості

$$X_H = \frac{G_H \cdot a_H}{G \cdot a + \Delta G \cdot a_X}, \quad (2.12)$$

де ΔG – сила ваги додаткових вантажів;

a_X – координата від осі O до центра ваги додаткових вантажів (див. рис. 2.3).

При розрахунку на стійкість агрегатів з колісними тракторами необхідно враховувати паспортну допустиму вантажопідйомність коліс трактора, тобто навантаження на колеса трактора не повинне перевищувати допустимих значень.

Навантаження на колеса трактора визначають за формулами:

– на передні

$$N_{II} = \frac{G \cdot a + \Delta G \cdot a_X - G_H \cdot a_H - (G + \Delta G + G_H) \cdot r_K \cdot f}{L}; \quad (2.13)$$

– на задні

$$N_3 = G + \Delta G + G_H - N_{II}. \quad (2.14)$$

Відповідно до вимог ГОСТу 122.019-86 і ГОСТу 122.111-85 навантаження на керовані колеса повинно бути не менше 0,2 експлуатаційної маси трактора і 0,12 експлуатаційної маси машини, щоб зберігалася добра керованість агрегатом.

Необхідно визначити також ще й можливості агрегату взагалі **заїхати на схил, а не зсунутися з нього вниз** залежно від стану поверхні схилу, тобто має виконуватися умова

$$(G + G_H) \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi > (G + G_H) \cdot \sin \alpha. \quad (2.15)$$

З виразу (2.15) можна визначити **величину критичного кута підйому схилу α'_{KP} з умов стану ґрунту**

$$\alpha'_{KP} < \varphi, \quad (2.16)$$

де φ – кут тертя коліс трактора об ґрунт,
відповідає коефіцієнту тертя (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Коефіцієнт тертя, f , між рушіями трактора та станом поверхні ґрунту

Стан ґрунту на схилі	Гусеничні трактори		Пневматичні колеса	
	$\operatorname{tg} \varphi$	φ , град	$\operatorname{tg} \varphi$	φ , град
Тверда, міцна дернина	1,0	45	0,7	35
Стерня	0,8	39	0,6	31
Культивоване поле	0,6	31	0,4	22
Поле після дощу	0,5	27	0,3	17
Глибоке багно	0,4	22	0,1	6

Порівнюючи значення кутів підйому схилу α_{KP} (2.11) та α'_{KP} (2.16), можна оцінити **можливості безпечної роботи МТА**.

Показником, що характеризує **можливість начіплення знаряддя на гусеничний трактор**, є коефіцієнт зміщення центра тиску ν_H над опорою трактора під дією маси машини, піднятої у транспортне положення.

Коефіцієнт зміщення – це відношення поздовжнього зсуву центра тиску трактора щодо середини його опорної поверхні за рахунок маси піднятої начіпної машини. Для напівначіпної машини – це відношення сили тиску напівначіпної машини на начіпку трактора, до довжини опорної поверхні гусениць (рисунок 2.4).

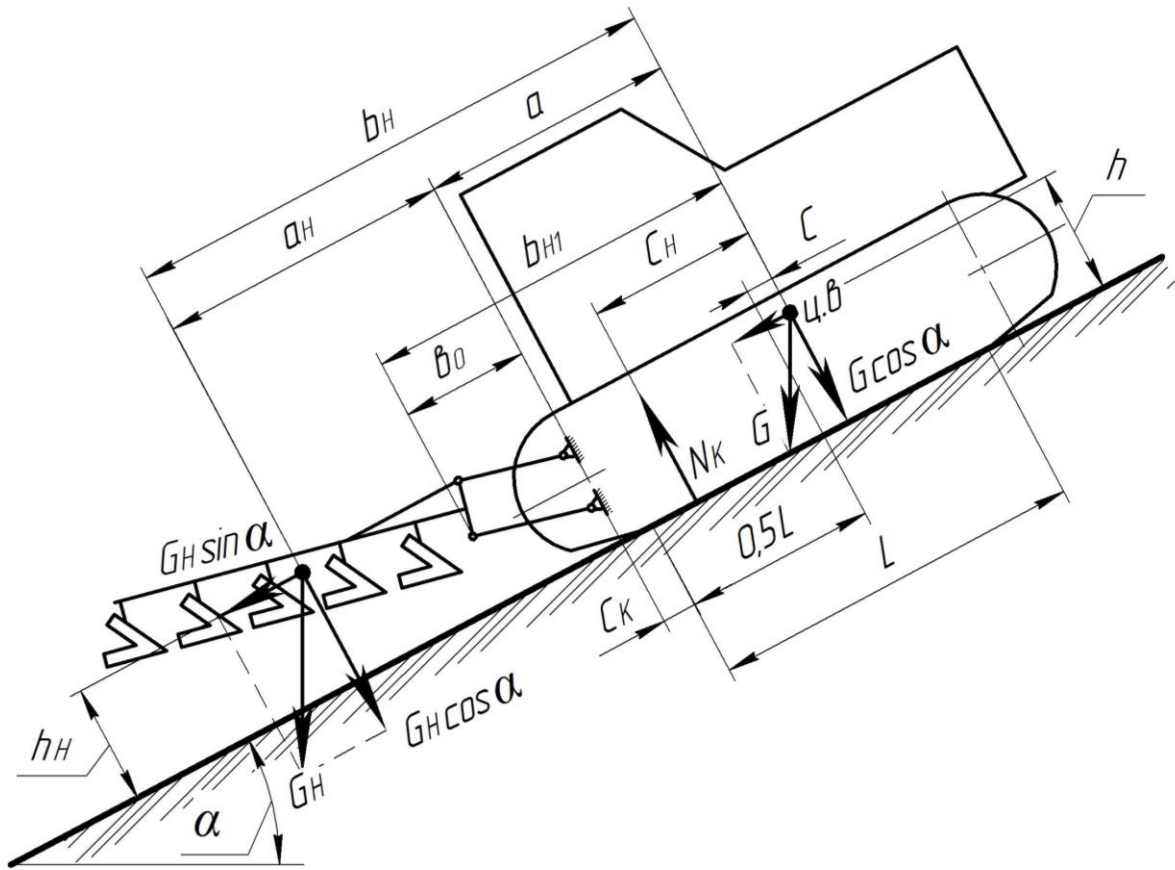


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема сил, що діють на гусеничний трактор при прямованні на підйом із начіпною машиною

Залежність для визначення коефіцієнта зміщення

$$v_H = \frac{C_H - C}{L}, \quad (2.17)$$

де C_H – поздовжнє зміщення центра тиску трактора

щодо його центра ваги, $C_H = \frac{\delta_H \cdot b_H}{1 + \delta_H}$;

b_H – поздовжня координата центра ваги начіпної машини піднятої в транспортне положення, $b_H = a_H + a$;

C – поздовжня координата середини опорної поверхні гусениць щодо центра ваги трактора.

Для напівначіпної машини (див. рис. 2.4) **поздовжнє зміщення центра тиску гусеничного трактора**

$$C_H = \frac{\delta_{H1} \cdot b_{H1}}{1 + \delta_{H1}}, \quad (2.18)$$

де δ_{H1} – співвідношення сил напівначіпної машини і трактора, $\delta_{H1} = \frac{P_H}{G}$;

тут P_H – сила тиску напівначіпної машини на начіпну систему трактора;

b_{H1} – поздовжня координата центра ваги напівначіпної машини

піднятої в транспортне положення (див. рис. 2.4), $b_{H1} = b_0 + a$;

b_0 – поздовжня координата шарніра нижніх тяг начіпної системи

відносно осі задньої зірочки гусеничного трактора.

Кінцево **коефіцієнт зміщення центра тиску** визначають за формулою

$$\nu_H = \frac{\frac{\delta_H \cdot b_H}{1 + \delta_H} - C}{L}. \quad (2.19)$$

За дослідженнями Чудакова Д.А. встановлено, що коефіцієнт ν_H не повинен бути більшим значення 0,2 (це граничне значення коефіцієнта, $\nu_H = 0,2$ включено до ГОСТ 12.2.111-85).

Критичний кут нахилу схилу, при якому порушується стійкість гусеничного трактора визначають за формулою:

– при русі із начіпною машиною

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP} = \frac{G \cdot (a - C_K) - G_H \cdot (a_H + C_K)}{G \cdot h + G_H \cdot h_H}; \quad (2.20)$$

– при русі без машини ($G_H = 0$)

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP} = \frac{a - C_K}{h}. \quad (2.21)$$

Отримані за формулами (2.20) і (2.21) значення критичного кута підйому схилу необхідно порівняти з кутом α'_{KP} визначеним за формулою (2.16).

Допустиму силу ваги начіпної машини, яку навішують на гусеничний трактор, або допустимий тиск на начіпну систему від напівначіпної машини при допустимому значенні коефіцієнта зміщення визначають за формулою [1]

$$G_H \leq \frac{\left(v_H + \frac{C}{L}\right) \cdot G}{\frac{b_H}{L} - \left(v_H + \frac{C}{L}\right)}. \quad (2.22)$$

Необхідно також перевіряти *можливість агрегату заїхати на схил* залежно від стану ґрунту за нерівністю:

$$G \cdot \cos \alpha'_{KP} \operatorname{tg} \varphi > G \cdot \sin \alpha'_{KP} + F_{KP}. \quad (2.23)$$

2.2. Поперечна стійкість агрегату

Поперечну стійкість машин і машинно-тракторних агрегатів із причіпними, начіпними, напівначіпними та напівпричіпними машинами в робочому і транспортному положеннях перевіряють біля нижніх бічних кромek опорної поверхні ходової частини.

На рисунку 2.5 зображена схема сил і моментів, які діють у поперечній площині на машину МТА. У цій площині на машину або агрегат діють такі сили: сила ваги машини або окремих частин агрегату, G_A ; сила інерції всього агрегату (машини), F_{II} ; сила опору робочих органів; реакція ґрунту N_1 , N_2 на ходові частини трактора (машини).

Вага машинно-тракторного агрегату дорівнює сумарній вазі трактора і начіпної машини, прикладених у центрі ваги всього агрегату. *Перекидання вбік* при прямованні агрегату (машини) по рельєфі місцевості з поперечним ухилом відбувається в той момент, коли реакція на його правих колесах (гусеницях) дорівнює нулю.

Рівняння моментів усіх сил, без урахування тягових зусиль на гаку трактора щодо осі, яка проходить через точки 2 (див. рис. 2.5), тобто точки торкання лівих коліс (гусениць) із ґрунтом [1]:

$$G_A \cdot \cos \alpha \cdot (0,5B - e) = N_1 \cdot B + M_{IH} + (G_A \cdot \sin \alpha + F_{II}) \cdot h, \quad (2.24)$$

де G_A – сила ваги всього агрегату, $G_A = G + G_H$;

N_1 – реакція ґрунту на ходову частину трактора;

M_{IH} – момент дотичних сил інерції поздовжньо встановлених обертових частин агрегату, цей момент діє у поперечній площині;

F_{II} – відцентрова сила всіх частин агрегату, яка виникає при русі на повороті

$$F_{Ц} = \frac{G_A \cdot V^2}{g \cdot R}; \quad (2.25)$$

V – швидкість руху середини заднього моста агрегату на повороті;
 g – прискорення сили ваги (вільного падіння);
 R – радіус повороту машини (агрегату);
 e – зміщення центра ваги МТА від осі симетрії;
 b – ширина колеса трактора;
 B – відстань між осями коліс МТА;
 h – координата центра ваги МТА від поверхні ґрунту.

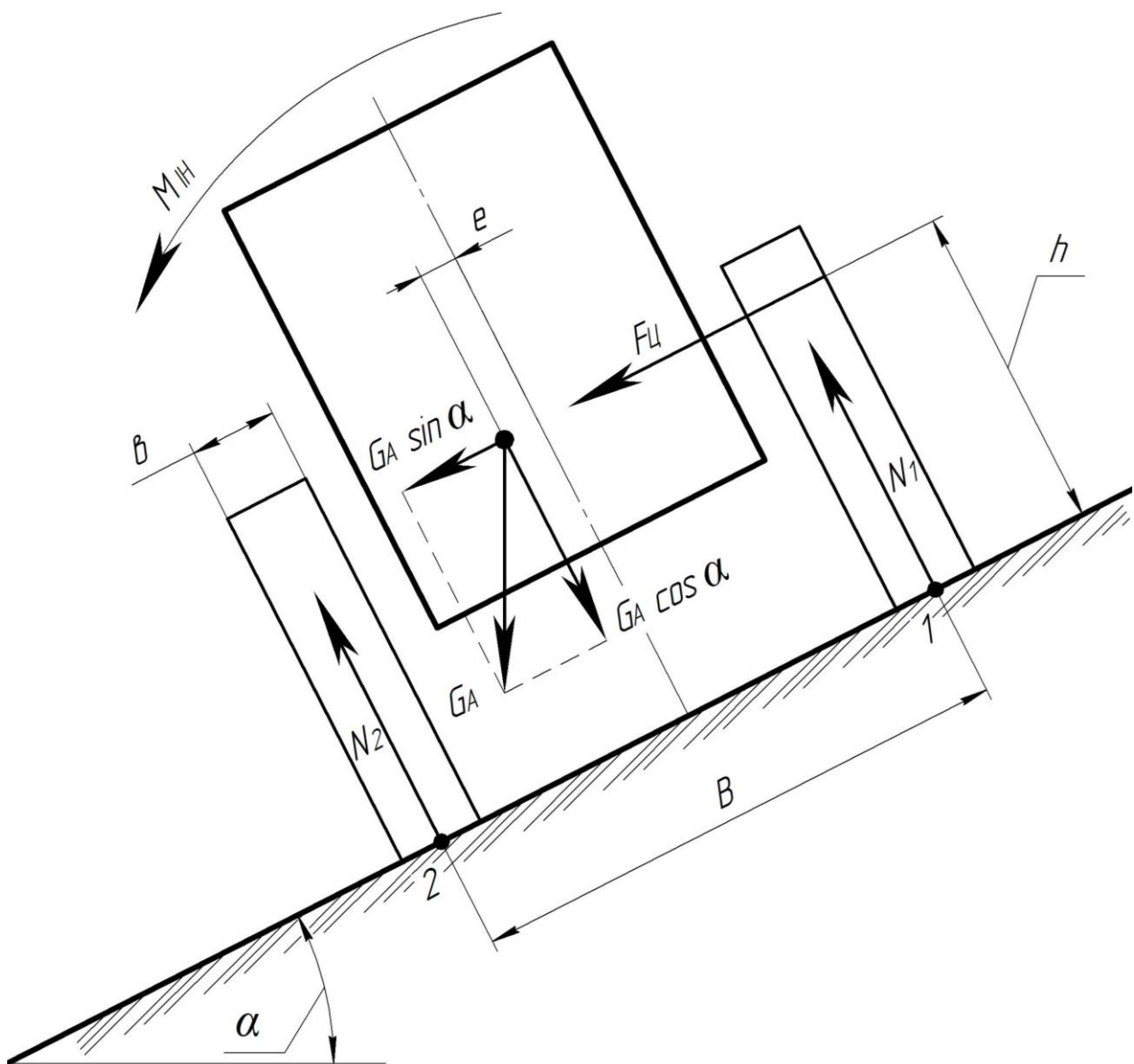


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема сил, що діють на агрегат (машину) на поперечному схилі

При розвороті агрегату з поперечного руху на підйом або руху із схилу на підйом він не перевернеться, якщо буде виконуватися умова:

$$h \cdot (F_{II} + G \cdot \sin \alpha) \leq (0,5B - e) \cdot G \cdot \cos \alpha. \quad (2.26)$$

З цього виразу після відповідних підстановок та перетворень отримаємо формулу для визначення **критично допустимої швидкості агрегату на розвороті** $V_{KP.P}$:

$$V_{KP.P} < \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot [(0,5B - e) \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha]}{h}}. \quad (2.27)$$

На горизонтальній поверхні поля чи дороги, тобто при $\alpha = 0$, і при симетричному розміщенні агрегату ($e = 0$) залежність для визначення критично допустимої швидкості:

$$V_{KP} < \sqrt{\frac{0,5 \cdot B \cdot g \cdot R}{h}}. \quad (2.28)$$

Реакція ґрунту N_1 є критерієм поперечної стійкості машини (агрегату). При $N_1 = 0$ залежність (2.24) набуде вигляду

$$G_A \cdot \cos \alpha \cdot (0,5B - e) - M_{IH} - (G_A \cdot \sin \alpha + F_{II}) \cdot h = 0. \quad (2.29)$$

Критичний кут нахилу схилу, тобто умова порушення поперечної стійкості агрегату

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP.CX} = \frac{G_A^2 \cdot (B + b) - F_{II} \sqrt{G_A^2 \cdot (B + b)^2 + 4(G_A^2 - F_{II}^2) \cdot h^2}}{2(G_A^2 - F_{II}^2) \cdot h}. \quad (2.30)$$

Для нерухомої машини (агрегату), тобто при $M_{IH} = 0$ і $F_{II} = 0$

$$G_A \cdot \cos \alpha \cdot (0,5B - e) - G_A \cdot \sin \alpha \cdot h = 0, \quad (2.31)$$

звідки критичний кут нахилу схилу (умова порушення стійкості)

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP.CX} \leq \frac{0,5B - e}{h}. \quad (2.32)$$

Умови (2.31) і (2.32) справедливі і для гусеничного трактора, особливо на легких ґрунтах.

На щільних ґрунтах граничний кут поперечного нахилу, на якому гусеничний трактор може стояти не перевертаючись, розраховують за формулою:

$$\alpha_{ГР} < \arctg \left[\frac{0,5(B+b)-e}{h} \right], \quad (2.33)$$

де b – ширина гусениць для гусеничного трактора; для колісного трактора це ширина колеса, $b = 0,7b_{III}$ (b_{III} – ширина шини колеса).

Згідно з ГОСТ 12.2.019-86 кути поперечної статичної стійкості повинні бути не менші 35° для тракторів тягових класів більше 0,6 (за винятком бавовняних) при транспортній комплектації; 30° – для машин. Для тракторів тягового класу до 0,6 (включаючи і бавовняні) ці кути повинні бути вказані у «Технічних умовах» на кожну модель.

2.3. Бічне сповзання машин і агрегатів

При русі машини або МТА вздовж пересіченої місцевості (полем з перепадами рельєфу) з поперечним нахилом, сила $G_A \cdot \sin \alpha$ намагається викликати *ковзання агрегату вбік*. Цьому перешкоджає *сила зчеплення* (сила тертя) ходової частини з ґрунтом (див. рис. 2.5).

Для нерухомого агрегату граничний стан рівноваги описують рівнянням:

$$\operatorname{tg} \varphi \cdot (N_1 + N_2) = G_A \cdot \sin \alpha, \quad (2.34)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення рушіїв (колісних або гусеничних) з ґрунтом (див. табл. 2.1).

Найбільше значення бокових реакцій буде при $(N_1 + N_2)_{\max} = G_A \cdot \cos \alpha$.

Умова початку сповзання машини (агрегату) в бік

$$G_A \cdot \sin \alpha \geq \operatorname{tg} \varphi \cdot G_A \cdot \cos \alpha. \quad (2.35)$$

Тобто отримаємо нерівність, таку ж, як і (2.16). Звідси визначають кут нахилу при якому відбудеться сповзання агрегату вбік

$$tg\alpha \geq tg\varphi, \quad tg\alpha > f. \quad (2.36)$$

Отже, при русі на поперечному схилі спершу наступить сповзання, а не перекидання, тому що відбувається зсув агрегату, якщо $(0,5B - e)/h \geq tg\varphi$; у випадку, якщо $(0,5B - e)/h \leq tg\varphi$, то спершу наступить перекидання.

Розрахунок поперечної стійкості МТА виконують не тільки для визначення критичного кута нахилу схилу, по якому може безпечно рухатися МТА, а також для забезпечення безпечних розворотів агрегату при роботі на схилах.

Якщо визначено критичний кут підйому схилу α_{KP} , по якому агрегат безпечно рухається вгору або вниз, то розрахунок поперечної стійкості повинен показати, чи можна безпечно розвернутися агрегату на цьому схилі.

ЗАВДАННЯ №1

Розрахувати енергетичний засіб (трактор) з умов поздовжньої та поперечної стійкості, вибрати шини для коліс, користуючись даними таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Номер варіанту	Сила ваги, кН		Координата центра ваги, м				Поздовжня база трактора, L
	трактора, G	начіпної машини, G_H	трактора		начіпної машини		
			h	a	h_H	a_H	
Начіпна машина – сівалка (рисунок 2.3а)							
1	50	5,0	1,50	1,0	1,0	1,5	3,0
2	49	4,9	1,45	1,0	1,0	1,5	3,0
3	48	4,8	1,40	1,0	1,0	1,5	3,0
4	47	4,7	1,35	1,0	1,0	1,5	2,9
5	46	4,6	1,30	1,0	1,0	1,5	2,9
6	45	4,5	1,25	0,95	0,90	1,40	2,9
7	44	4,4	1,20	0,95	0,90	1,40	2,8
8	43	4,3	1,15	0,95	0,90	1,40	2,8
9	42	4,2	1,10	0,95	0,90	1,40	2,8
10	41	4,1	1,05	0,95	0,90	1,40	2,7
11	40	4,0	1,00	0,90	0,80	1,30	2,7
12	39	3,9	0,95	0,90	0,80	1,30	2,7
13	38	3,8	0,90	0,90	0,80	1,30	2,6
14	37	3,7	0,85	0,90	0,80	1,30	2,6
15	36	3,6	0,80	0,90	0,80	1,30	2,6
Начіпна машина – плуг (рисунок 2.3б)							
16	50	6,0	1,50	1,0	1,0	3,0	3,0
17	49	5,9	1,45	1,0	1,0	3,0	3,0
18	48	5,8	1,40	1,0	1,0	3,0	3,0
19	47	5,7	1,35	1,0	1,0	3,0	2,9
20	46	5,6	1,30	1,0	1,0	3,0	2,9
21	45	5,5	1,25	0,95	0,90	2,6	2,9
22	44	5,4	1,20	0,95	0,90	2,6	2,8
23	43	5,3	1,15	0,95	0,90	2,6	2,8
24	42	5,2	1,10	0,95	0,90	2,6	2,8
25	41	5,1	1,05	0,95	0,90	2,6	2,7
26	40	5,0	1,00	0,90	0,80	2,4	2,7
27	39	4,9	0,95	0,90	0,80	2,4	2,7
28	38	4,8	0,90	0,90	0,80	2,4	2,6
29	37	4,7	0,85	0,90	0,80	2,4	2,6
30	36	4,6	0,80	0,90	0,80	2,4	2,6

ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ЗАВДАННЯ № 1

Обґрунтування вибору енергетичного засобу (трактора)

План виконання завдання № 1

1. Згідно варіанту (таблиця 2.2) визначити:
 - силу ваги трактора, G ;
 - силу ваги начіпної машини, G_H ;
 - координати центра ваги машинно-тракторного агрегату та начіпної машини: вертикальні h , h_H ; горизонтальні a , a_H ;
 - поздовжню базу трактора, L ;
 - додаткове навантаження, $\Delta G = 0,2(G + G_H)$;
 - координати центра ваги додаткового навантаження,
 $a_X = L + (0,5...0,7)$ м.
2. Розрахувати трактор з умови поздовжньої стійкості агрегату:
 - визначити поздовжню стійкість;
 - розрахувати критичний кут нахилу схилу;
 - визначити навантаження на колеса трактора.
3. Визначити допустимий кут схилу з умови поперечної стійкості трактора.
4. Вибрати шини коліс колісного трактора.

Розв'язування

1. Вибір енергетичного колісного засобу сільськогосподарської машини

Під час проектування нових сільськогосподарських машин конструктору доводиться на першому етапі встановлюють взаємозв'язок між продуктивністю агрегату, способом агрегування і потужністю трактора. Спосіб агрегування й потужність трактора часто бувають визначеними. Конструктору необхідно враховувати вимоги безпеки виконання робіт машинно-тракторним агрегатом (МТА), а це досягається забезпеченням необхідної стійкості МТА.

Стійкість МТА – це його здатність протистояти зовнішнім силам, які викликають відхилення його від заданого положення рівноваги. Втрату стійкості поділяють на поздовжню (в площині, що співпадає з поздовжньою віссю трактора) і поперечну (в площині, яка перпендикулярна осі трактора).

Втрата стійкості призводить до аварійної роботи, яка виражається: перевертанням; порушенням керованості агрегату, за рахунок збільшення тиску на колеса; зниженням надійності і довговічності коліс та осей за рахунок перевищення допустимих навантажень; боковим зносом.

У курсовій роботі задано енергетичний засіб із відповідною начіпною системою.

У начіпних агрегатах на стійкість впливає положення начіпної машини та положення агрегату (транспортне чи робоче).

При роботі агрегату в борозні перекидання трактора неможливе.

При русі зі схилу задня начіпна система збільшує поздовжню стійкість трактора.

Отже, небезпечним для поздовжньої стійкості агрегату є його рух на підйом з піднятою начіпною машиною на задній начіпній системі трактора.

При розрахунках на стійкість більшу увагу необхідно приділяти колісним тракторам.

Для вибраного варіанту показана розрахункова схема сил (рисунок 2.3), які діють на колісний трактор, що рухається на підйом з начіпною машиною.

Для підбору силових та геометричних параметрів колісного трактора з начіпною машиною із завдання на курсову роботу (таблиця 2.2) вибираємо вихідні дані:

- сила ваги трактора, $G = 47$ кН;
- сила ваги начіпної машини, $G_H = 4,5$ кН;
- координати центра ваги трактора $h = 1,06$ м, $a = 0,92$ м;
- координати центра ваги начіпної машини $h_H = 0,65$ м, $a_H = 1,5$ м;
- поздовжня база, $L = 2,7$ м;
- додаткове навантаження
 $\Delta G = 0,2 (G + G_H) = 0,2 \cdot (47 + 4,5) = 10,3$ кН;
- координата центра ваги додаткового навантаження
 $a_X = L + (0,5 \dots 0,7) = 2,7 + 0,5 = 3,2$ м.

2. Розрахунок трактора з умови поздовжньої стійкості агрегату

2.1. Оцінка поздовжньої стійкості

Для оцінки поздовжньої стійкості агрегату визначимо коефіцієнт поздовжньої стійкості використовуючи формулу (2.10):

$$X_H = \frac{G_H \cdot a_H}{G \cdot a} < 0,4.$$

Від коефіцієнта X_H залежить керованість агрегату. Якщо $X_H > 0,4$, то його керованість починає різко погіршуватися, а радіус повороту буде різко збільшуватися і все це вплине на безпеку роботи сільськогосподарського засобу. Для прийнятих даних визначимо

$$X_H = \frac{4,5 \cdot 1,5}{47 \cdot 0,92} = 0,156 < 0,4.$$

Умова $X_H < 0,4$ задовольняється. Отже, вибраний колісний енергетичний засіб зможе безпечно виконувати роботу з прийнятою начіпною машиною.

2.2. Розрахунок критичного кута нахилу схилу

Для визначення критичного кута підйому, при якому агрегат, що рухається з піднятою начіпною машиною, почне перекидатися, складають рівняння моментів зовнішніх сил відносно осі O за формулою (2.8), (див. рис. 2.3).

Умова початку відриву передніх коліс трактора від ґрунту буде (при $N_{II} = 0$, $\Delta G = 0$):

$$G \cdot a \cos \alpha - G \cdot h \sin \alpha - G_H (a_H \cdot \cos \alpha + h_H \sin \alpha) - F_{TP} \cdot r_K = 0,$$

де F_{TP} – сила опору від проковзування задніх коліс,

$$F_{TP} = f(G + G_H) \cos \alpha;$$

f – коефіцієнт проковзування коліс, прийmemo $f = 0,3$ (табл. 2.1);

r_K – радіус задніх коліс.

Критичний кут нахилу схилу на якому зможе працювати прийнятий агрегат визначаємо за формулою (2.9):

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{GP} \cdot (1 - X_H)}{1 + \delta_H} - f,$$

де α_{GP} – граничний кут підйому, при якому трактор без начіпної машини

$$\text{втрачає стійкість, } \operatorname{tg} \alpha_{GP} = \frac{a}{h};$$

$$\delta_H - \text{коефіцієнт співвідношення сил ваги, } \delta_H = \frac{G_H}{G}.$$

Підставивши дані, отримаємо:

$$\delta_H = \frac{G_H}{G} = \frac{4,5}{47} = 0,096;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{GP} = \frac{a}{h} = \frac{0,92}{1,06} = 0,87;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{KP} = \frac{0,87 \cdot (1 - 0,156)}{1 + 0,096} - 0,3 = 0,37.$$

Отже, критичний кут підйому машинно-тракторного агрегату $\alpha_{KP} = \arctg 0,37 = 20^\circ$; при більшому куті підйому відбувається перекидання трактора з начіпною машиною.

Крім того, необхідно визначити ще й можливості агрегату взагалі заїхати на схил, а не зсунутися з нього униз залежно від стану поверхні схилу, згідно залежності (2.15) (див. табл. 2.1). З умови

$$(G + G_H) \cdot \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi > (G + G_H) \cdot \sin \alpha,$$

отримаємо залежність для визначення величини критичного кута підйому з умов стану ґрунту аналогічно (2.16)

$$\alpha'_{KP} < \varphi,$$

де φ – кут тертя коліс трактора до ґрунту.

Порівнюючи значення кутів підйому схилу α_{KP} та α'_{KP} , можна кінцево оцінити можливості безпечної роботи агрегату.

Для колісного трактора при русі полем після дощу коефіцієнт проковзування коліс $f = tg\varphi = 0,3$. Критичний кут схилу з умови можливості агрегату заїхати на схил $\alpha'_{KP} = 17^\circ$ (див. табл. 2.1). Перекидання відбувається при $\alpha_{KP} = 20^\circ$ за даними розрахунку. Допустимий кут схилу для роботи трактора з начіпною машиною, в даному випадку приймаємо з умови стану ґрунту, $[\alpha] = \alpha'_{KP} < 17^\circ$.

2.3. Визначення навантаження на колеса трактора

Аналізуючи розрахункову схему (див. рис. 2.3) можна записати рівняння статички, з яких отримаємо залежності для визначення навантаження на передні і задні колеса трактора:

$$N_{II} = \frac{(G \cdot a + \Delta G \cdot a_X - G_H \cdot a_H - (G + \Delta G + G_H) \cdot f \cdot r_K)}{L},$$

$$N_3 = G + \Delta G + G_H - N_{II},$$

де f – коефіцієнт проковзування коліс трактора

для поля після дощу, $f = 0,3$ (див. табл. 1.1);

r_K – радіус ведучих коліс трактора, $r_K = 0,77$ м [2, 5];

ΔG – сила ваги додаткових вантажів, $\Delta G = 0$.

Підставивши дані, отримаємо

$$N_{II} = \frac{(47 \cdot 0,92 - 4,5 \cdot 1,5 - (47 + 4,5) \cdot 0,3 \cdot 0,77)}{2,7} = 9,11 \text{ кН};$$

$$N_3 = 47 + 4,5 - 9,11 = 42,4 \text{ кН}.$$

Допустимі навантаження на передні і задні колеса $N_{II} = 23$ кН, $N_3 = 30,2$ кН [2, 5]. Умова навантаження не виконується, але допускається перенавантаження 40 % при швидкості до 8 км/год, або необхідно встановлювати додаткові вантажі.

3. Вибір трактора з умови поперечної стійкості агрегату

Вибір трактора з умови поперечної стійкості агрегата виконують як перевірний розрахунок.

Найменшу стійкість у поперечній площині має машинно-тракторний агрегат з начіпною сільськогосподарською машиною.

При русі МТА полем пересіченої місцевості з поперечним нахилом виникає можливість перевертання агрегату, а також сповзання або заносу (див. рис. 2.5). Тому є необхідність розрахунку допустимих кутів нахилу рельєфу на яких МТА працюватиме безпечно.

В більшості випадків начіпні сільськогосподарські машини конструюють так, щоб при їх навішуванні на начіпну систему трактора центр ваги сільськогосподарської машини розміщувався по осі трактора, $e = 0$ (див. рис. 2.5).

Граничний кут нахилу схилу на якому працює МТА (див. рис. 2.5) визначають використовуючи рівняння рівноваги, при $N_1 = 0$ (див. формула 2.30):

$$tg \alpha_{KP. CX.} < \frac{G_A^2 \cdot (b + B) - F_{Ц} \sqrt{G_A^2 \cdot (b + B)^2 + 4 \cdot (G_A^2 - F_{Ц}^2) \cdot h^2}}{2 \cdot (G_A^2 - F_{Ц}^2) \cdot h},$$

де G_A – сила ваги МТА,

$$G_A = G + G_H = 47 + 4,5 = 51,5 \text{ кН};$$

B – ширина між осями коліс трактора, $B = 1,35 \text{ м}$ [2, 5];

b – ширина колеса (контакту з ґрунтом), $b = 0,7 \cdot b_{III}$;

b_{III} – ширина шини колеса, $b_{III} = 0,405 \text{ м}$ [2, 5],

$$b = 0,7 \cdot 0,405 = 0,28 \text{ м};$$

$F_{Ц}$ – відцентрове зусилля всіх частин МТА згідно (2.21)

$$F_{Ц} = \frac{G_A \cdot V^2}{g \cdot R};$$

g – прискорення тяжіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$;

R – радіус повороту агрегату (для колісного трактора $R_{\min} = 4 \text{ м}$);

V – швидкість руху трактора, $V = 5 \text{ км/год} = 1,39 \text{ м/с}$.

Підставивши дані отримаємо

$$F_{\text{Ц}} = \frac{51,5 \cdot 1,39^2}{9,81 \cdot 4} = 2,54 \text{ кН.}$$

Перевіряємо максимально-допустиму швидкість агрегату на розвороті, $R_{\min} = 4 \text{ м}$.

Швидкість агрегату повинна відповідати такій умові [1]:

$$V_{KP} < \sqrt{\frac{0,5 \cdot B \cdot g \cdot R_{\min}}{h_C}},$$

де h_C – координата прикладання відцентрових зусиль, $h_C \approx h = 1,06 \text{ м}$.

Підставивши дані отримаємо

$$V_{KP} = \sqrt{\frac{0,5 \cdot 1,35 \cdot 9,8 \cdot 4}{1,06}} = 5 \text{ м/с} > V = 1,39 \text{ м/с}.$$

Умова руху агрегату задовольняється.

Критичний кут нахилу схилу, при якому порушується поперечна стійкість колісного трактора, визначаємо за формулою (2.30):

$$\alpha_{KP.CX.} < \arctg \frac{G_A^2 \cdot (b + B) - F_{\text{Ц}} \sqrt{G_A^2 \cdot (b + B)^2 + 4 \cdot (G_A^2 - F_{\text{Ц}}^2) \cdot h^2}}{2 \cdot (G_A^2 - F_{\text{Ц}}^2) \cdot h}.$$

Підставивши дані отримаємо

$$\begin{aligned} \alpha_{KP.CX.} &= \\ &= \arctg \frac{51,5^2 \cdot (0,28 + 1,35) - 2,54 \sqrt{51,5^2 \cdot (0,28 + 1,35)^2 + 4 \cdot (51,5^2 - 2,54^2) \cdot 1,06^2}}{2 \cdot (51,5^2 - 2,54^2) \cdot 1,06} = \\ &= \arctg 0,694 = 34^\circ. \end{aligned}$$

Після виконання розрахунків необхідно вияснити вплив стану ґрунту на схилі на характер нестійкого положення агрегату. Досліджуємо це з використанням таких співвідношень [1]:

при $\operatorname{tg} \alpha_{KP.CX.} > \operatorname{tg} \varphi$ – відбудеться сповзання агрегату;

при $\operatorname{tg} \alpha_{KP.CX.} \leq \operatorname{tg} \varphi$ – відбудеться перевертання агрегату;

$\operatorname{tg} \varphi = 0,3$ – коефіцієнт тертя поля після дощу;

$\operatorname{tg} \alpha_{KP.CX.} = 0,694 > \operatorname{tg} \varphi = 0,3$; $34^\circ > 17^\circ$.

Висновок. Можливе перевертання МТА відбувається так: з умови поперечної стійкості при куті $\alpha_{KP.CX.} = 34^\circ$; з умови поздовжньої стійкості при $\alpha_{KP} = 20^\circ$; сповзання настає при $\alpha'_{KP} = 17^\circ$.

Отже, виходячи із отриманих результатів розрахунків, відбудеться сповзання МТА, а не його перевертання.

4. Вибір шин коліс сільськогосподарського агрегату (перевірний розрахунок)

Шини для коліс сільськогосподарських машин вибирають залежно від ходової системи машини з обов'язковим врахуванням сили тиску коліс на ґрунт.

Екологічно-допустимий тиск коліс на ґрунт в межах 0,1...0,15 МПа (ГОСТ 7463-80).

Щоб підібрати шини визначаємо радіальні навантаження коліс на ґрунт, які відповідають необхідній вантажопідйомності коліс машини (див. рис. 2.3):

– для передніх коліс

$$N_{\Pi} = G_{\Pi} = \frac{G_A \cdot a}{n_1 \cdot L};$$

– для задніх коліс

$$N_3 = G_3 = \frac{G_A - G_{\Pi} \cdot n_1}{n_2},$$

де a – координата центра ваги машини
відносно задніх коліс, $a = 0,92$ м;

n_1 і n_2 – кількість передніх і задніх коліс $n_1 = 2$, $n_2 = 2$.

Підставивши дані, отримаємо

$$N_{\Pi} = G_{\Pi} = \frac{51,5 \cdot 0,92}{2 \cdot 2,7} = 8,77 \text{ кН};$$

$$N_3 = G_3 = \frac{51,5 - 8,77 \cdot 2}{2} = 17,0 \text{ кН}.$$

З таблиць [2, 5] конструктивно приймаємо шини коліс, які забезпечують необхідну вантажопідйомність.

Підберемо геометричні параметри шини.

Геометричні параметри шин передніх коліс:

– модель – Я324А;

– зовнішній діаметр $D_{K\Pi} = 89,6$ см;

- ширина $b_{III} = 26,5$ см;
- тиск повітря в камері шини $P_{III} = 0,15$ МПа.

Геометричні параметри шин задніх коліс:

- модель – КФ;
- зовнішній діаметр $D_{K3} = 98$ см;
- ширина $b_{III3} = 39,5$ см;
- тиск повітря в камері шини $P_{III3} = 0,18$ МПа.

Виконаємо перевірку забезпечення вибраними шинами коліс екологічно-допустимого тиску на ґрунт $[G]_D$ за формулою [1]:

$$[G]_D = \frac{4 \cdot \pi \cdot k_{II} \cdot P_{III} \cdot P_D^2 \cdot b_{III}^2 \cdot D_K^2}{\pi^2 \cdot P_{III}^2 \cdot \sqrt{b_{III} \cdot D_K^3} + 4 \cdot P_D^2 \cdot \sqrt{D_K \cdot b_{III}^3}},$$

де P_{III} – тиск повітря в шинах;

P_D – екологічно допустимий тиск колеса на ґрунт $P_D = 0,15$ МПа;

b_{III} – ширина шини;

k_{II} – коефіцієнт пропорційності, приймаємо $k_{II} = 0,05$;

D_K – зовнішній діаметр колеса.

Відповідно для передніх і задніх коліс отримаємо:

$$[G]_{II} = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,15 \cdot 0,15^2 \cdot 26,5^2 \cdot 89,6^2}{3,14^2 \cdot 0,15^2 \cdot \sqrt{26,5 \cdot 89,6^3} + 4 \cdot 0,15^2 \cdot \sqrt{89,6 \cdot 26,5^3}} = 11,01 \text{ кН};$$

$$[G]_3 = \frac{4 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,18 \cdot 0,15^2 \cdot 39,5^2 \cdot 98^2}{3,14^2 \cdot 0,18^2 \cdot \sqrt{39,5 \cdot 98^3} + 4 \cdot 0,15^2 \cdot \sqrt{98 \cdot 39,5^3}} = 17,6 \text{ кН}.$$

Перевіримо виконання умови:

$$G_{II} = 8,77 \text{ кН} < [G]_{II} = 11,01 \text{ кН};$$

$$G_3 = 17,0 \text{ кН} < [G]_3 = 17,6 \text{ кН}.$$

Висновок. Тиск на ґрунт вибраних шин коліс сільськогосподарського знаряддя менший екологічно допустимого тиску шин коліс на ґрунт [1]. Отже, шини для коліс вибрано правильно.

3. МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ НЕСУЧИХ СИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Рама є основою будь-якої мобільної машини. Усі статичні та динамічні навантаження від усіх складових вузлів машини акумулюються в рамі. У більшості сільськогосподарських машинах раму виконують конструктивно, без належних аналітичних розрахунків, з подальшим удосконаленням у процесі випробувань чи експлуатації.

Розрахунок рамних конструкцій машин – це складний аналітично-графічний процес. Складність полягає в тому, що будь-яка рама, плоска чи просторова, складається з численних замкнутих контурів, в кожному з яких, при довільному зовнішньому навантаженні, виникає *шість невідомих внутрішніх силових факторів* (рисунок 3.1): поперечні сили – Q_Z , Q_Y ; нормальна сила – N ; згинальні моменти – M_Z , M_Y ; крутний момент – $M_X = M_{KP} = K$. Визначення цих силових факторів з рівнянь статyki неможливе.

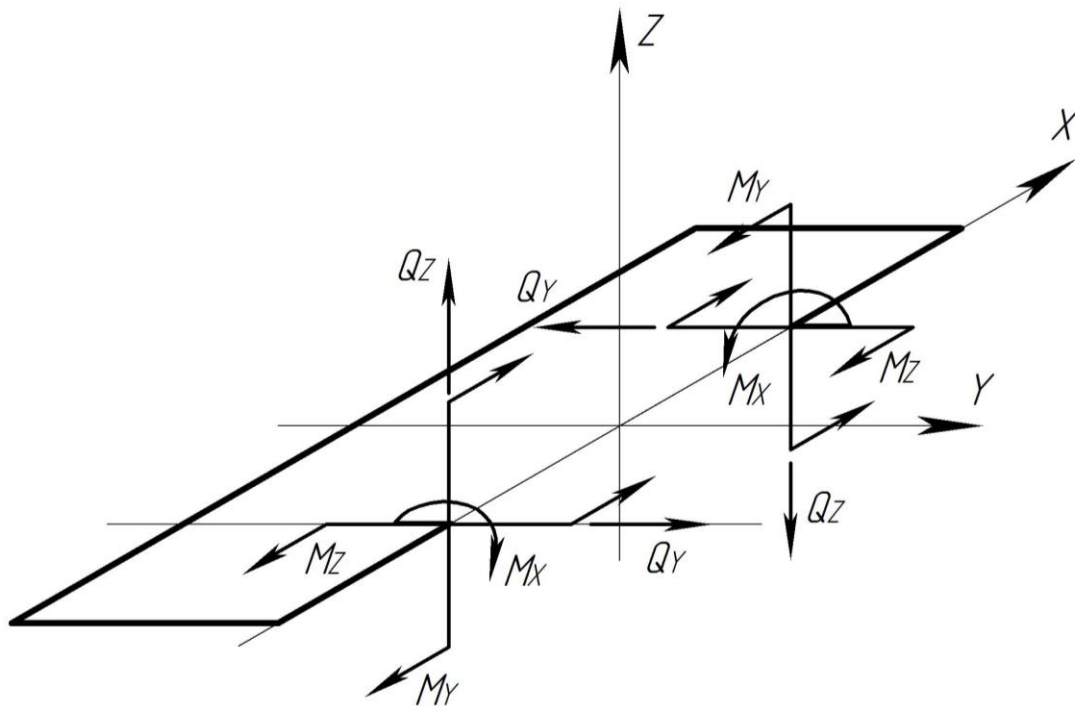


Рисунок 3.1 – Контур конструктивної системи

Проаналізуємо методи розкриття статичної невизначеності конструктивних системи (рам).

3.1. Метод сил для розрахунку конструктивних систем

Одним з перших методів розрахунку статично невизначених систем, тобто визначення всіх невідомих зусиль, прикладених до конструктивної системи, як внутрішніх так і зовнішніх, є **метод сил**.

Визначення зусиль у статично невизначених системах методом сил пов'язано з необхідністю складання додаткових рівнянь – **рівнянь переміщень системи**. Для цього необхідно перетворити задану, n разів статично невизначену систему, в статично визначену, відкинувши від неї «зайві» зв'язки, тобто, ті зв'язки, які створюють статичну невизначеність системи. Отриману, таким способом, систему, називають **основною** [3].

Відкидання будь-яких «зайвих» зв'язків не повинно викликати зміну значень внутрішніх силових факторів і деформацій, які виникають у заданій системі, тому до основної системи прикладають додаткові сили і моменти, якими замінюють реакції відкинутих зв'язків. Отже, якщо до основної системи, крім заданого навантаження прикласти реакції відкинутих зв'язків, то **основна система стане заданою або еквівалентною системою**. В еквівалентній системі за напрямками жорстких зв'язків лінійні та кутові переміщення повинні дорівнювати нулю.

Умову рівності нулю переміщень за напрямом будь-якого з n відкинутих зв'язків на основі закону незалежності дії сил можна записати так:

$$\Delta_i = \Delta_{i1} + \Delta_{i2} + \dots + \Delta_{i,n-1} + \Delta_{i,n} + \Delta_{i,p} = 0, \quad (3.1)$$

де $\Delta_{i,n}$ – переміщення за напрямом зв'язку i ,

викликане реакцією зв'язку n ;

$\Delta_{i,p}$ – переміщення за напрямом зв'язку i , отримане від дії

зовнішнього навантаження на основну систему.

Перші індекси означають напрям переміщення і одночасно номер відкинутого зв'язку, а другі показують причини, які спричиняють це переміщення.

Позначимо величину реакції зв'язку n (у вигляді сили або моменту) через X_n , а переміщення від одиничного навантаження в даному напрямі через δ_{in} , тоді переміщення в даному напрямку – $\Delta_{in} = X_n \delta_{in}$.

Відповідно рівняння (3.1) перепишемо у вигляді:

$$\Delta_i = X_1\delta_{i1} + X_2\delta_{i2} + \dots + X_{n-1}\delta_{i,n-1} + X_n\delta_{in} + \Delta_{ip} = 0. \quad (3.2)$$

Умова еквівалентності основної і заданої систем математично зводиться до розв'язування системи n лінійних рівнянь.

Кількість рівнянь дорівнює кількості відкинутих зв'язків, тобто, ступеню статичної невизначеності системи [3].

Для розкриття n -разів статично невизначеної конструктивної системи методом сил необхідно побудувати епюру згинальних моментів в основній системі від зовнішніх навантажень та n епюр згинальних моментів в основній системі від одиничних навантажень. Необхідно визначити $3n$ коефіцієнти та n вільних членів канонічного рівняння.

Метод сил доцільно використовувати для плоских конструктивних систем навантажених зовнішніми силовими факторами в даній площині, ступінь статичної невизначеності яких не більша 3-х. Перевага цього методу – простота побудови епюр згинальних моментів від зовнішніх та одиничних навантажень.

Метод сил при визначенні зайвих невідомих не враховує переміщення від деформацій розтягу-стиску та зрізу, а при наявності деформації кручення значно ускладнює аналітично-графічні розрахунки. Для систем, у яких ступінь статичної невизначеності більше 4-5 разів, застосовувати метод сил не доцільно, оскільки це громіздкий процес.

3.2. Метод переміщень для розрахунку конструктивних систем

При розрахунку статично-невизначених рам **методом сил** визначають зусилля, а потім переміщення. **Методом переміщень** задачу розв'язують навпаки, спочатку одним з відомих методів визначають переміщення, а потім зусилля, яке викликає це переміщення. За цим методом як «зайві» невідомі приймають пружні переміщення, нехтуючи впливом нормальних і поперечних сил, аналогічно, як і в методі сил, враховуючи лише деформації згину [3].

За методом сил **основну систему** отримують відкиданням зайвих зв'язків, а **основну систему методу переміщень** – введенням додаткових зв'язків. Перехід від заданої системи до основної системи методу сил пов'язаний зі зниженням ступеня її статичної невизначеності, а перехід до

основної системи методу переміщень пов'язаний зі збільшенням ступеня статичної невизначеності [3].

Ступінь статичної невизначеності або число невідомих переміщень рамної конструкції визначають за формулою:

$$n = n_K + n_L, \quad (3.3)$$

де n_K – число кутових переміщень, яке відповідає

числу жорстких вузлів рами;

n_L – число лінійних переміщень, яке відповідає числу стержнів, введених у шарнірну систему для перетворення її в геометрично-незмінну.

Кожне із рівнянь методу переміщень виражає умови, що сумарні реакції в додаткових зв'язках (вузлах і стержнях), викликані заданим навантаженням і переміщенням, дорівнюють нулю, так як в заданій системі додаткові зв'язки відсутні.

Переваги та недоліки методу переміщень аналогічні перевагам і недолікам методу сил.

3.3. Модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації для розрахунку несучих систем

З відомих чисельних методів і способів оцінювання ресурсу роботи складних конструкцій ефективним є модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації (надалі МММПЕД), зокрема для розрахунку динамічно навантажених конструкцій сільськогосподарських машин [4].

Функція потенціальної енергії деформації – це однорідна адитивна функція другої степені від зовнішніх сил або переміщень [4].

Основний вираз потенціальної енергії деформації при розкритті статичної невизначеності будь-яких стержневих систем [4]:

$$U_0 = U_K + U_{M_Z} + U_{M_Y} + U_{Q_Y} + U_{Q_Z} + U_N, \quad (3.4)$$

де U_K – потенціальна енергія деформацій кручення елементів,

$$U_K = \sum \int \frac{[K]^2}{2GI_K} ds;$$

U_{M_Y}, U_{M_Z} – потенціальна енергія від згинальних деформацій елементів відносно осей Y та Z ,

$$U_{M_Y} = \sum \int \frac{[M_Y]^2}{2EI_Y} ds, \quad U_{M_Z} = \sum \int \frac{[M_Z]^2}{2EI_Z} ds;$$

U_{Q_Y}, U_{Q_Z} – потенціальна енергія деформацій елементів рами від зрізу вздовж осей Y та Z ,

$$U_{Q_Y} = \sum \int \frac{[Q_Y]^2}{2kGA} ds, \quad U_{Q_Z} = \sum \int \frac{[Q_Z]^2}{2kGA} ds;$$

U_N – потенціальна енергія деформації елементів рами

$$\text{від розтягу-стиску, } U_N = \sum \int \frac{[N]^2}{2GA} ds;$$

K – функції крутних моментів кожного елемента конструкції;

M_Y, M_Z – функції згинальних моментів кожного елемента конструкції;

Q_Y, Q_Z – функції перерізуєчих сил кожного елемента конструкції;

N – функції нормальних сил кожного елемента конструкції;

I_Y, I_Z – осьові моменти інерції поперечного перетину елементів профілю рамної конструкції;

I_K – момент інерції поперечного перетину при крученні профілю рамної конструкції;

E – модуль пружності, для сталей $E = 2 \cdot 10^5$ МПа;

G – модуль зсуву, для сталей $G = 8 \cdot 10^4$ МПа;

A – площа поперечного перетину;

k – коефіцієнт форми поперечного перетину.

Потенціальну енергію системи записують як функцію внутрішніх або зовнішніх сил. За умови, що число шуканих параметрів вибирають так, щоб вони були лінійно незалежними, задача зводиться до дослідження цієї функції на **звичайний екстремум**. Якщо за допомогою рівнянь статички з виразу потенціальної енергії деформації (3.4) виключають можливу кількість невідомих, то записують функцію статично невизначених силових факторів:

$$U = U(M_i, K_i, Q_i, N_i). \quad (3.5)$$

Розглядаючи статично невизначені системи «зайві» в'язі відкидають, а їх вплив на систему замінюють невідомими силами. У випадку, коли закріплення такі, що переміщення у напрямі цих сил дорівнюють нулю, а за теоремою Кастильяно часткові похідні від виразу потенціальної енергії за цими зусиллями дорівнюють переміщенням, то згідно теореми про найменшу роботу (переміщення за напрямими дії невідомих дорівнюють нулю):

$$\frac{\partial U}{\partial M_{Yi}} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial K_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial Q_i} = 0; \quad \frac{\partial U}{\partial N_i} = 0. \quad (3.6)$$

Рівняння (3.6) – це і є *основа модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії деформації* [4].

Кількість рівнянь відповідає кількості статично невизначених зусиль.

3.4. Застосування методу скінченних елементів до розрахунку конструктивних систем

Метод скінченних елементів (надалі МСЕ) виник як один з прийомів дослідження різних конструкцій. На теперішній час він повсюдно визнаний як *загальний метод вирішення* широкого кола задач у різних галузях техніки.

Суть МСЕ полягає в апроксимації суцільного середовища з нескінченно великим числом ступенів вільності сукупністю підобластей (або елементів), що мають скінченне число ступенів вільності. Між цими елементами встановлюється взаємозв'язок.

Визнання цього методу пояснюється простотою його фізичного тлумачення та математичної форми.

Найбільше поширення мають *співвідношення МСЕ у формі переміщень*. У межах кожного елемента задають функції, так звані функції форми, які визначають переміщення у внутрішній області елемента по переміщеннях у вузлах. Вузли – це точки, де з'єднуються скінченні елементи. Невідомими МСЕ є можливі і незалежні переміщення вузлів скінченноелементної моделі (надалі СЕМ).

Отже, **СЕМ конструкції** – це система закріплених вузлів. Додаткові в'язі ставлять у напрямі можливих переміщень вузлів, підкреслюючи цим самим їх незалежність. *За своєю суттю СЕМ конструкції аналогічна основній системі класичного методу переміщень, який застосовується при розрахунку стержневих систем.*

Для досягнення сприйнятливої точності результатів розрахунків за МСЕ доводиться зменшувати розміри елементів, збільшуючи цим самим точність апроксимації геометричних характеристик і функцій переміщень у межах скінченного елемента. СЕМ складних конструкцій досягають сотень і навіть мільйонів ступенів вільності, а тому МСЕ є машинно-орієнтованим методом, реалізація якого можлива тільки засобами комп'ютерної техніки. Для застосування МСЕ на практиці необхідно володіти не тільки теорією, щодо задач механіки, а також і знаннями в області програмування.

Співвідношення МСЕ найчастіше будують на базі варіаційних принципів механіки, в основі яких закладені два фундаментальних скаляри – потенціальна і кінетична енергія пружної конструкції. Визначення цих скалярів не залежить від вибраної системи координат, що дозволяє записувати співвідношення МСЕ в інваріантній формі.

Для забезпечення зручності програмування співвідношення МСЕ записують в компактній матричній або тензорній формі.

На сьогодні МСЕ досить повно математично обґрунтований і створені високоефективні програмні продукти, які весь час вдосконалюються разом із засобами програмування.

3.5. Застосування комбінованого і змішаного методів до розрахунку конструктивних систем

При *комбінованому методі розрахунку* статично невизначеної конструктивної системи розділяють навантаження на два стани. *Для одного стану навантаження розрахунок виконують методом переміщень, а для другого стану навантаження – методом сил.* Такий метод ефективний в застосуванні до деяких симетричним рам, зокрема, до однопрогонових багатоярусних рам.

Комбінований метод дозволяє: по-перше, зменшити загальну кількість невідомих; по-друге, розчленувати загальну систему рівнянь на дві незалежні системи [3].

ЗАВДАННЯ №2

Для заданої конструктивної системи (рисунок 3.2, таблиця 3.1) побудувати епюри внутрішніх силових факторів, підібрати поперечний перетин.

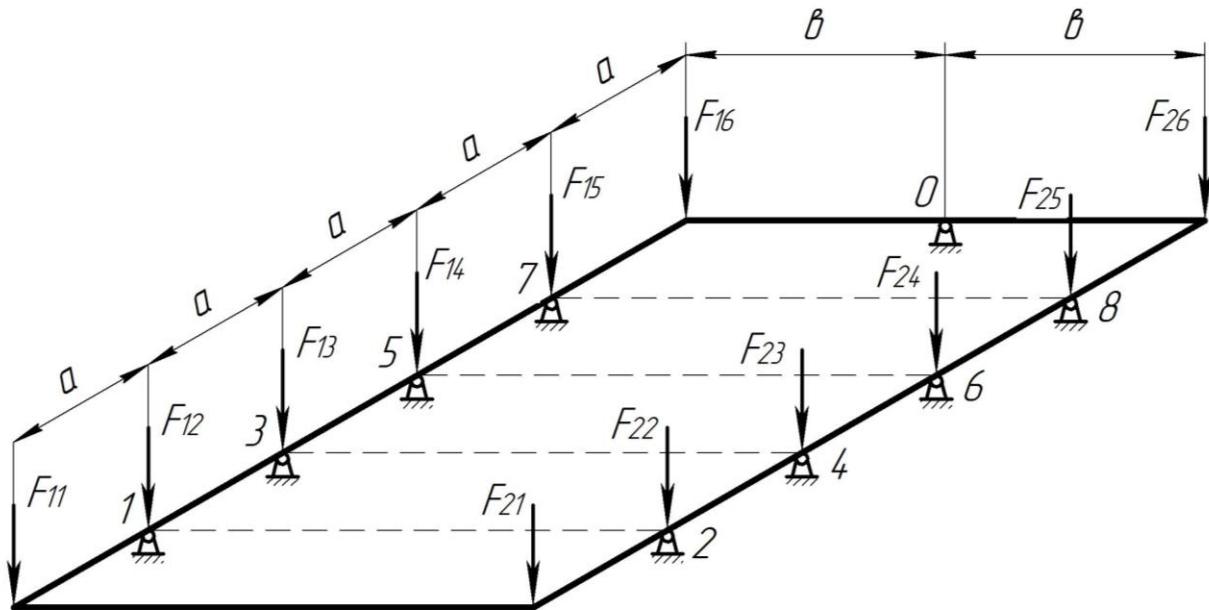


Рисунок 3.2 – Конструктивна система сільськогосподарської машини

Величини зосереджених сил:

$$F_{11} = 12 \text{ кН};$$

$$F_{12} = 12,5 \text{ кН};$$

$$F_{13} = 13 \text{ кН};$$

$$F_{14} = 14 \text{ кН};$$

$$F_{15} = 15 \text{ кН};$$

$$F_{16} = 16 \text{ кН};$$

$$F_{21} = 15 \text{ кН};$$

$$F_{22} = 15,5 \text{ кН};$$

$$F_{23} = 16 \text{ кН};$$

$$F_{24} = 18 \text{ кН};$$

$$F_{25} = 20 \text{ кН};$$

$$F_{26} = 21 \text{ кН}.$$

Таблиця 3.1

Номер варіанту	Опори, які слід залиши- ти в конст- руктивній системі	Величини зосереджених сил, які слід залишити в конструктивній системі	Геометричні параметри рами, м		Форма поперечного перетину
			a	b	
1	1-2	$F_{11}, F_{21}, F_{13}, F_{23}$	0,5	1,0	Швелер
2	1-2	$F_{11}, F_{21}, F_{14}, F_{24}$	0,5	1,0	
3	1-2	$F_{11}, F_{21}, F_{15}, F_{25}$	0,5	1,0	
4	1-2	$F_{11}, F_{21}, F_{16}, F_{26}$	0,5	1,0	
5	3-4	$F_{11}, F_{21}, F_{12}, F_{22}$	0,5	1,0	
6	3-4	$F_{11}, F_{21}, F_{14}, F_{24}$	0,5	1,0	
7	3-4	$F_{11}, F_{21}, F_{15}, F_{25}$	0,5	1,0	
8	3-4	$F_{11}, F_{21}, F_{16}, F_{26}$	0,5	1,0	
9	5-6	$F_{11}, F_{21}, F_{12}, F_{22}$	0,5	1,0	
10	5-6	$F_{11}, F_{21}, F_{13}, F_{23}$	0,5	1,0	
11	5-6	$F_{11}, F_{21}, F_{15}, F_{25}$	0,5	1,0	Z-подібний профіль
12	5-6	$F_{11}, F_{21}, F_{16}, F_{26}$	0,5	1,0	
13	7-8	$F_{11}, F_{21}, F_{16}, F_{26}$	0,5	1,0	
14	7-8	$F_{11}, F_{21}, F_{14}, F_{24}$	0,5	1,0	
15	7-8	$F_{11}, F_{21}, F_{13}, F_{23}$	0,5	1,0	
16	1-2	$F_{11}, F_{21}, F_{13}, F_{23}$	0,5	1,0	
17	1-2	$F_{11}, F_{21}, F_{14}, F_{24}$	0,5	1,0	
18	1-2	$F_{11}, F_{21}, F_{15}, F_{25}$	0,5	1,0	
19	1-2	$F_{11}, F_{21}, F_{16}, F_{26}$	0,5	1,0	
20	3-4	$F_{11}, F_{21}, F_{12}, F_{22}$	0,5	1,0	
21	3-4	$F_{11}, F_{21}, F_{14}, F_{24}$	0,5	1,0	Трубчатий прямокутний перетин
22	3-4	$F_{11}, F_{21}, F_{15}, F_{25}$	0,5	1,0	
23	3-4	$F_{11}, F_{21}, F_{16}, F_{26}$	0,5	1,0	
24	5-6	$F_{11}, F_{21}, F_{12}, F_{22}$	0,5	1,0	
25	5-6	$F_{11}, F_{21}, F_{13}, F_{23}$	0,5	1,0	
26	5-6	$F_{11}, F_{21}, F_{15}, F_{25}$	0,5	1,0	
27	5-6	$F_{11}, F_{21}, F_{16}, F_{26}$	0,5	1,0	
28	7-8	$F_{11}, F_{21}, F_{16}, F_{26}$	0,5	1,0	
29	7-8	$F_{11}, F_{21}, F_{14}, F_{24}$	0,5	1,0	
30	7-8	$F_{11}, F_{21}, F_{13}, F_{23}$	0,5	1,0	

ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ЗАВДАННЯ № 2

План виконання завдання № 2

1. Виконати розрахункову схему конструктивної системи відповідно даних варіанту (див. рис. 3.2, табл. 3.1).
2. Визначити опорні реакції, які діють на раму.
3. Обґрунтувати методику визначення внутрішніх силових факторів конструктивної системи.
4. Встановити ступінь статичної невизначеності, вибрати метод розкриття статичної невизначеності.
5. Записати функції згинальних та крутних моментів для кожного елемента рамної конструкції.
6. Записати потенціальні енергії деформації від згину та кручення конструктивної системи.
7. Розв'язати систему рівнянь з використанням пакету прикладних програм (ППП) Matlab.
8. Побудувати епюри внутрішніх силових факторів: перерізуючих сил, згинальних та крутних моментів.
9. Підібрати поперечний перетин конструктивної системи.

Розв'язування

1. Вибір даних варіанту

Відповідно даних варіанту (див. табл. 3.1, рис. 3.2), виконаємо розрахункову схему конструктивної системи (рис. 3.3а).

Опори рами: 0, 3, 4.

Приведені зовнішні навантаження на раму: F_{11} , F_{21} , F_{16} , F_{26} .

2. Визначення опорних реакцій рами

Визначаємо опорні реакції R_0 , R_3 , R_4 . Складаємо рівняння статички для заданої конструктивної системи (рис. 3.3б):

– відносно осі 3-3

$$\sum M_{3-3} = 0, R_0 \cdot 3a - (F_{16} + F_{26}) \cdot 3a + (F_{11} + F_{21}) \cdot 2a = 0; \quad (3.7)$$

– відносно осі 6-6

$$\sum M_{6-6} = 0, (F_{11} + F_{21}) \cdot 5a - (R_3 + R_4) \cdot 3a = 0; \quad (3.8)$$

– відносно осі 0-0

$$\sum M_{0-0} = 0, (F_{11} + F_{16}) \cdot b - R_3 \cdot b = (F_{21} + F_{26}) \cdot b - R_4 \cdot b = 0. \quad (3.9)$$

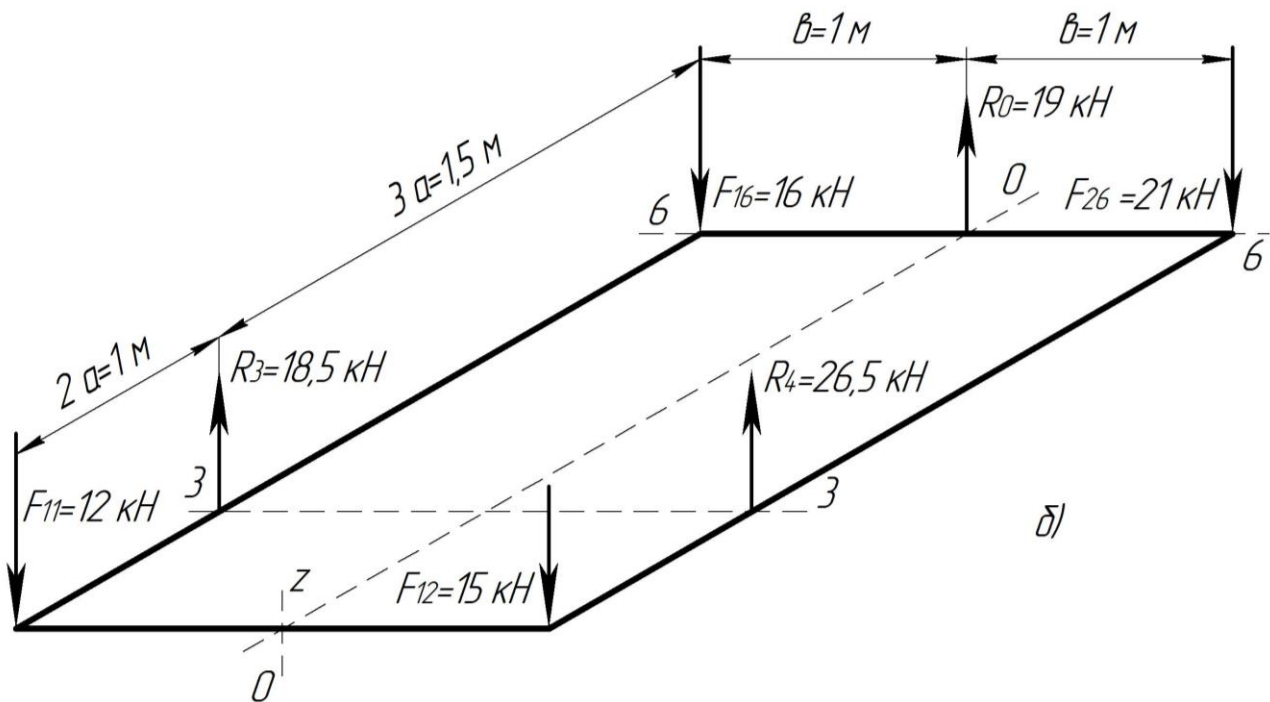
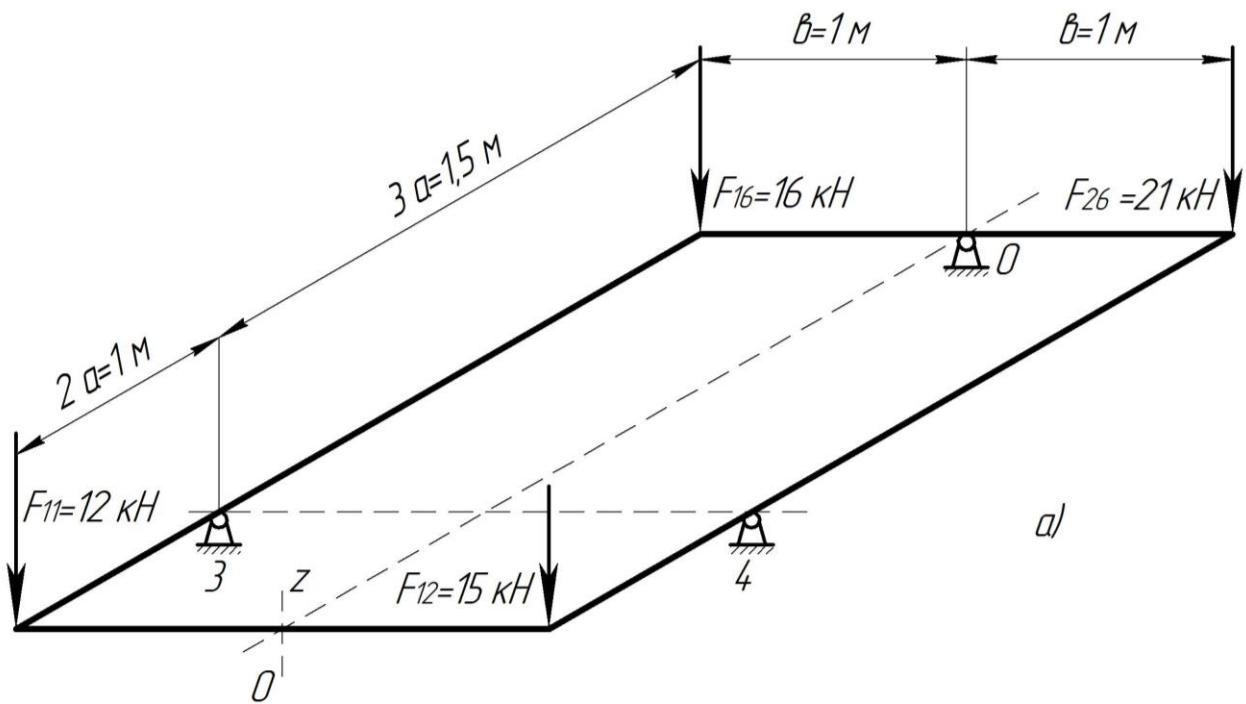


Рисунок 3.3 – Задана конструктивна система

З рівняння (3.7) визначаємо:

$$R_0 = \frac{(F_{16} + F_{26}) \cdot 3a - (F_{11} + F_{21}) \cdot 2a}{3a} = \frac{(16 + 21) \cdot 3 - (12 + 15) \cdot 2}{3} = 19 \text{ кН.}$$

З рівняння (3.8) визначаємо:

$$R_3 + R_4 = \frac{(F_{11} + F_{21}) \cdot 5a}{3a} = \frac{(12 + 15) \cdot 5}{3} = 45 \text{ кН,}$$

звідки

$$R_4 = 45 - R_3. \quad (3.10)$$

З рівняння (3.9) визначаємо:

$$R_4 - R_3 = (F_{21} + F_{26}) - (F_{11} + F_{16}) = (15 + 21) - (12 + 16) = 8 \text{ кН,}$$

звідки

$$R_4 = 8 + R_3. \quad (3.11)$$

Прирівнюючи (3.10) і (3.11), отримаємо:

$$45 - R_3 = 8 + R_3;$$

$$2R_3 = 37;$$

$$R_3 = 18,5 \text{ кН.}$$

Тоді

$$R_4 = 45 - 18,5 = 26,5 \text{ кН.}$$

Перевіряємо правильність визначення опорних реакцій:

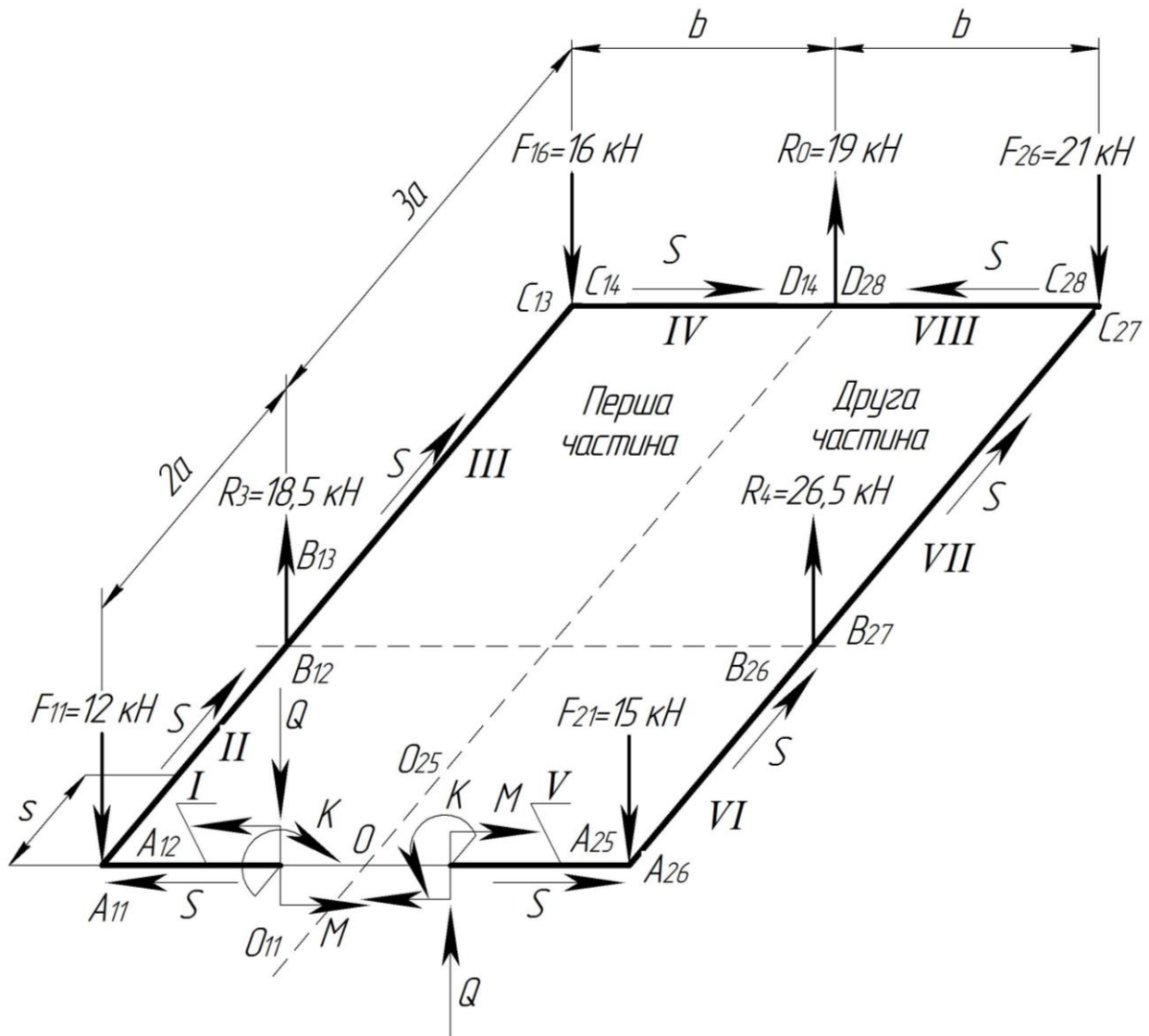
$$\begin{aligned} \sum Z = 0, \quad R_3 + R_4 + R_0 - (F_{11} + F_{21} + F_{16} + F_{26}) = \\ = 26,5 + 18,5 + 19 - (12 + 15 + 16 + 21) = 64 - 64 = 0. \end{aligned}$$

Отже, величини опорних реакцій $R_0 = 19 \text{ кН}$; $R_4 = 26,5 \text{ кН}$; $R_3 = 18,5 \text{ кН}$. Позначимо їх на схемі (див. рис. 3.3б).

3. Визначення внутрішніх силових факторів

Для визначення внутрішніх силових факторів розглядуваної конструктивної систем (див. рис. 3.3б) проводимо перетин рами по осі 0-0 і зобразимо його на рисунку 3.4.

В даному випадку рама складається з 2-х частин. Оскільки зовнішнє навантаження діє перпендикулярно до площини рами, а дією тягової сили на розподіл внутрішніх силових факторів у ній нехтуємо, тому згинальні моменти, поперечні та нормальні сили в горизонтальних площинах приймаємо таким, що дорівнюють нулю. Отже, у поперечному перерізі рами залишаються три невідомі: загальний крутний момент K ; згинальний момент M , загальна поперечна сила Q , яка діє у площині перпендикулярній до рами.



Перетини рами, для яких визначаємо внутрішні силові фактори:

A_{11} ; A_{12} ; A_{25} ; A_{26} ; O_{11} ; O_{25} ; B_{12} ; B_{26} ; B_{27} ; B_{28} ; C_{13} ; C_{14} ; C_{27} ; C_{28} ; D_{14} ; D_{28} .

В даному випадку перший індекс вказує на те, що це перша частина конструктивної системи, другий індекс вказує на номер ділянки, на якій визначатимемо внутрішні силові фактори.

$I, II, II, IV, V, VI, VII, VIII$ – ділянки рами.

S – напрям координат обходу контура рами;

s – координата поперечного перетину рами.

Рисунок 3.4 – Схематизація дії зовнішніх сил та внутрішніх силових факторів конструктивної системи,

4. Встановлення ступеня статичної невизначеності системи, вибір методу розкриття статичної невизначеності

Після прийнятих допущень та узагальнень, а також враховуючи, що рама з'єднана з корпусом причепа, який вільно переміщається один відносно одного, отримуємо **три рази статично невизначену систему**. Для розкриття статичної невизначеності вибираємо **модифікований метод мінімуму потенціальної енергії деформації** (надалі МММПЕД).

Потенціальну енергію деформації розглядуваної конструктивної системи для даного випадку запишемо у формі суми потенціальних енергій двох її частин:

$$U = U_I + U_{II}, \quad (3.12)$$

де U_I – потенціальна енергія деформації згину U_{IM} та кручення U_{IK} елементів першої частини рами, $U_I = U_{IM} + U_{IK}$;

U_{II} – потенціальна енергія деформації згину U_{IIM} та кручення U_{IIK} елементів другої частини рами, $U_{II} = U_{IIM} + U_{IIK}$.

5. Запис функцій внутрішніх силових факторів

Записуємо функції згинальних $M(s)$ та крутних моментів $K(s)$ на ділянках для першої (лівої) частини конструктивної системи (див. рис. 3.4).

Обходимо контур справа наліво починаючи від точки O .

$$0 \leq s \leq b, \quad M(s) = M - Q \cdot s, \\ K(s) = K;$$

$$0 \leq s \leq 2a, \quad M(s) = K - Q \cdot s - F_{11} \cdot s, \\ K(s) = Q \cdot b - M;$$

$$0 \leq s \leq 3a, \quad M(s) = K - Q \cdot 2a - Q \cdot s - F_{11} \cdot 2a - F_{11} \cdot s + R_3 \cdot s, \\ K(s) = Q \cdot b - M;$$

$$0 \leq s \leq b, \quad M(s) = -M - Q \cdot s - F_{11} \cdot s + R_3 \cdot s - F_{16} \cdot s, \\ K(s) = -K + Q \cdot (2a + 3a) + F_{11} \cdot (2a + 3a) - R_3 \cdot 3a.$$

Записуємо функції згинальних $M(s)$ та крутних моментів $K(s)$ на ділянках для другої (правої) частини конструктивної системи (див. рис. 3.4):

Обходимо контур зліва на право починаючи від точки O .

$$0 \leq s \leq b, \quad M(s) = M + Q \cdot s, \\ K(s) = K;$$

$$0 \leq s \leq 2a, \quad M(s) = -K + Q \cdot s - F_{21} \cdot s, \\ K(s) = Q \cdot b + M;$$

$$0 \leq s \leq 3a, \quad M(s) = -K + Q \cdot 2a + Q \cdot s - F_{21} \cdot 2a - F_{21} \cdot s + R_2 \cdot s, \\ K(s) = Q \cdot b + M;$$

$$0 \leq s \leq b, \quad M(s) = -M + Q \cdot s - F_{21} \cdot s + R_2 \cdot s - F_{26} \cdot s, \\ K(s) = -K + Q \cdot (2a + 3a) - F_{21} \cdot (2a + 3a) + R_2 \cdot 3a.$$

6. Визначення потенціальних енергій деформацій рами

Потенціальна енергія деформації першої (лівої) частини рами:
– від дії згинальних моментів

$$U_{1M} = \int_0^b \frac{(M - Q \cdot s)^2 \cdot ds}{2EI_0} + \int_0^{2a} \frac{(K - Q \cdot s - F_{11} \cdot s)^2 \cdot ds}{2EI_0} + \\ + \int_0^{3a} \frac{(K - Q \cdot 2a - Q \cdot s - F_{11} \cdot 2a - F_{11} \cdot s + R_3 \cdot s)^2 \cdot ds}{2EI_0} + \\ + \int_0^b \frac{(-M - Q \cdot s - F_{11} \cdot s + R_3 \cdot s - F_{16} \cdot s)^2 \cdot ds}{2EI_0};$$

– від дії крутних моментів

$$U_{1K} = \int_0^b \frac{(K)^2 \cdot ds}{2GI_K} + \int_0^{2a} \frac{(Q \cdot b - M)^2 \cdot ds}{2GI_K} + \int_0^{3a} \frac{(Q \cdot b - M)^2 \cdot ds}{2GI_K} +$$

$$+ \int_0^b \frac{[-K + Q \cdot (2a + 3a) + F_{11} \cdot (2a + 3a) - R_3 \cdot 3a]^2 \cdot ds}{2GI_0}.$$

Потенціальна енергія деформації другої (правої) частини рами:

– від дії згинальних моментів

$$U_{2M} = \int_0^b \frac{(M + Q \cdot s)^2 \cdot ds}{2EI_0} + \int_0^{2a} \frac{(-K + Q \cdot s - F_{21} \cdot s)^2 \cdot ds}{2EI_0} +$$

$$+ \int_0^{3a} \frac{(-K + Q \cdot 2a + Q \cdot s - F_{21} \cdot 2a - F_{21} \cdot s + R_2 \cdot s)^2 \cdot ds}{2EI_0} +$$

$$+ \int_0^b \frac{(-M + Q \cdot s - F_{21} \cdot s + R_2 \cdot s - F_{26} \cdot s)^2 \cdot ds}{2EI_0};$$

– від дії крутних моментів

$$U_{2K} = \int_0^b \frac{(K)^2 \cdot ds}{2GI_K} + \int_0^{2a} \frac{(Q \cdot b + M)^2 \cdot ds}{2GI_K} + \int_0^{3a} \frac{(Q \cdot b + M)^2 \cdot ds}{2GI_K} +$$

$$+ \int_0^b \frac{[-K + Q \cdot (2a + 3a) - F_{21} \cdot (2a + 3a) + R_2 \cdot 3a]^2 \cdot ds}{2GI_0}.$$

7. Розв'язування задачі з використання пакета прикладних програм (ППП) MatLab

Для подальшого розв'язування системи рівнянь $\frac{\partial U}{\partial Q} = 0$; $\frac{\partial U}{\partial M} = 0$;

$\frac{\partial U}{\partial K} = 0$ застосовуємо PPP MatLab в такій послідовності:

7.1. Записуємо задані параметри; параметри, які необхідно визначити, та початкові умови для визначення внутрішніх силових факторів досліджуваної конструктивної системи:

```
f11=12
f21=15
a=0.5
f16=16
f26=21
b=1
e=2*10^8
g=8*10^7
r3=18.5
r2=45-r3
syms io
ik=0.01*io
syms m q k s
```

7.2. Записуємо функцій згинальних та крутних моментів:

– для лівої частини конструктивної системи

```
m1=m-q*s
k1=k
m2=k-q*s-f11*s
k2=q*b-m
m3=k-q*2*a-q*s-f11*2*a-f11/s+r3*s
m3=k-q*2*a-q*s-f11*2*a-f11*s+r3*s
k3=q*b-m
m4=-m-q*s-f11*s+r3*s-f16*s
k4=-k+q*(2*a+3*a)+f11*(2*a+3*a)+f11*(2*a+3*a)-r3*3*a
```

– для правої частини конструктивної системи

```
m5=m+q*s
k5=k
```

$m6 = -k + q \cdot s - f21 \cdot s$
 $k6 = q \cdot b + m$
 $m7 = -k + q \cdot 2 \cdot a + q \cdot s - f21 \cdot 2 \cdot a - f21 \cdot s + r2 \cdot s$
 $k7 = q \cdot b + m$
 $m8 = -m + q \cdot s - f21 \cdot s + r2 \cdot s - f26 \cdot s$
 $k8 = -k + q \cdot (2 \cdot a + 3 \cdot a) - f21 \cdot (2 \cdot a + 3 \cdot a) + r2 \cdot 3 \cdot a$

7.3. Записуємо функції потенціальної енергії деформації:

– від згину лівої та правої частин конструктивної системи

$im1 = \int (m1^2 / (2 \cdot e \cdot io), s, 0, b)$
 $im2 = \int (m2^2 / (2 \cdot e \cdot io), s, 0, 2 \cdot a)$
 $im3 = \int (m3^2 / (2 \cdot e \cdot io), s, 0, 3 \cdot a)$
 $im4 = \int (m4^2 / (2 \cdot e \cdot io), s, 0, b)$
 $im5 = \int (m5^2 / (2 \cdot e \cdot io), s, 0, b)$
 $im6 = \int (m6^2 / (2 \cdot e \cdot io), s, 0, 2 \cdot a)$
 $im7 = \int (m7^2 / (2 \cdot e \cdot io), s, 0, 3 \cdot a)$
 $im8 = \int (m8^2 / (2 \cdot e \cdot io), s, 0, b)$

– від кручення лівої та правої частин конструктивної системи

$ik1 = \int (k1^2 / (2 \cdot g \cdot ik), s, 0, b)$
 $ik2 = \int (k2^2 / (2 \cdot g \cdot ik), s, 0, 2 \cdot a)$
 $ik3 = \int (k3^2 / (2 \cdot g \cdot ik), s, 0, 3 \cdot a)$
 $ik4 = \int (k4^2 / (2 \cdot g \cdot ik), s, 0, b)$
 $ik5 = \int (k5^2 / (2 \cdot g \cdot ik), s, 0, b)$
 $ik6 = \int (k6^2 / (2 \cdot g \cdot ik), s, 0, 2 \cdot a)$
 $ik7 = \int (k7^2 / (2 \cdot g \cdot ik), s, 0, 3 \cdot a)$
 $ik8 = \int (k8^2 / (2 \cdot g \cdot ik), s, 0, b)$

7.4. Формування системи рівнянь та їх розв'язування

– включаючи згин та кручення

$ik = ik1 + ik2 + ik3 + ik4 + ik5 + ik6 + ik7 + ik8$
 $im = im1 + im2 + im3 + im4 + im5 + im6 + im7 + im8$
 $ii = im + ik$
 $diff(ii, q)$

$solve((2 \cdot q^3 - 3 \cdot k^3 + 24) / (1200000000 \cdot io) - (3 \cdot k^3 - 2 \cdot q^3 + 30) / (1200000000 \cdot io) + ((25 \cdot q) / 2 - 5 \cdot k + 45 / 4) / (1600000 \cdot io) - (3 \cdot (56 \cdot k - 104 \cdot q + 288)) / (12800000000 \cdot io) + (3 \cdot (104 \cdot q - 56 \cdot k + 360)) / (12800000000 \cdot io) + ((25 \cdot q) / 2 - 5 \cdot k + 645 / 4) / (1600000 \cdot io) - (2 \cdot m - 2 \cdot q) / (640000 \cdot io) + (2 \cdot m + 2 \cdot q) / (640000 \cdot io) - (3 \cdot m - 2 \cdot q) / (1200000000 \cdot io) + (3 \cdot m + 2 \cdot q) / (1200000000 \cdot io) - (12 \cdot m - 8 \cdot q + 76) / (4800000000 \cdot io) + (12 \cdot m + 8 \cdot q + 76) / (4800000000 \cdot io), q)$

```

q=(1675*k)/5849 - 172519/35094
diff(ii,m)
solve((2*m - 2*q)/(640000*io) + (2*m + 2*q)/(640000*io) + (6*m -
3*q)/(1200000000*io) + (6*m + 3*q)/(1200000000*io) + (24*m - 12*q +
114)/(4800000000*io) + (24*m + 12*q + 114)/(4800000000*io),m)
m=-1/132
diff(ii,k)
solve((6*k - 3*q + 45)/(1200000000*io) - (3*q - 6*k +
36)/(1200000000*io) - (5*q - 2*k + 9/2)/(1600000*io) - (5*q - 2*k +
129/2)/(1600000*io) + (3*(32*k - 56*q + 204))/(12800000000*io) - (3*(56*q -
32*k + 228))/(12800000000*io) + k/(400000*io),k)
3583931056664214686377/944261289621470576640
k=3,795
q=-3,829
m=0,0076

```

– включаючи тільки кручення

```

syms q m k
diff(ik,m)
solve((2*m - 2*q)/(640000*io) + (2*m + 2*q)/(640000*io),m)
m=0
diff(ik,q)
solve(((25*q)/2 - 5*k + 45/4)/(1600000*io) + ((25*q)/2 - 5*k +
645/4)/(1600000*io) - (2*m - 2*q)/(640000*io) + (2*m + 2*q)/(640000*io),q)
q=(2*k)/7 - 69/14
diff(ik,k)
solve(k/(400000*io) - (5*q - 2*k + 129/2)/(1600000*io) - (5*q - 2*k +
9/2)/(1600000*io),k)
23/6
k= 3.8333
q=-3,8333
m=0

```

Висновок. У розглядуваній конструктивній системі, в якій елементи сприймають деформації згину та кручення при визначенні внутрішніх силових факторів із застосуванням МММПЕД доцільно використовувати лише потенціальну енергію деформації від кручення, що значно спрощує запис функцій.

8. Побудова епюр внутрішніх силових факторів

Визначаємо значення перерізуючих сил Q , крутних моментів K та згинальних моментів M у характерних перетинах досліджуваної конструктивної системи (див. рис. 3.4) з врахуванням прикладених зовнішніх навантажень F_{11} , F_{21} , F_{16} , F_{26} .

Ліва (перша) частина рами.

Перетин O_{11} :

$$Q = -3,83 \text{ кН}; K = 3,795 \text{ кНм}; M = 0.$$

Перетин A_{11} :

$$Q = -3,83 \text{ кН}; K = 3,795 \text{ кНм}; M = 3,83 \cdot 1 = 3,83 \text{ кНм}.$$

Перетин A_{12} :

$$Q = -3,83 + 12 = 8,17 \text{ кН}; K = 3,83 \cdot 1 = 3,83 \text{ кНм}; M = K = 3,795 \text{ кНм}.$$

Перетин B_{12} :

$$Q = 8,17 \text{ кН}; K = 3,83 \text{ кНм}; M = 3,795 + 3,83 \cdot 1 - 12 \cdot 1 = 4,375 \text{ кНм}.$$

Перетин B_{13} :

$$Q = 8,17 - 18,5 = -10,33 \text{ кН}; K = 3,83 \text{ кНм}; M = 4,375 \text{ кНм}.$$

Перетин C_{13} :

$$Q = -10,33 \text{ кН}; K = 3,83 \text{ кНм};$$

$$M = 3,795 + 3,83 \cdot 2,5 - 12 \cdot 2,5 + 18,5 \cdot 1,5 = 11,12 \text{ кНм}.$$

Перетин C_{14} :

$$Q = -3,83 + 12 - 18,5 + 16 = 5,67 \text{ кН}; K = 11,12 \text{ кНм}; M = -3,83 \text{ кНм}.$$

Перетин D_{14} :

$$Q = 5,67 \text{ кН}; K = 11,12 \text{ кНм};$$

$$M = -3,83 + (-12 + 3,83 + 18,5 - 16) \cdot 1 = -9,5 \text{ кНм}.$$

Права (друга) частина рами.

Перетин O_{25} :

$$Q = 3,83 \text{ кН}; K = 3,795 \text{ кНм}; M = 0.$$

Перетин A_{25} :

$$Q = 3,83 \text{ кН}; K = 3,795 \text{ кНм}; M = -3,83 \cdot 1 = -3,83 \text{ кНм}.$$

Перетин A_{26} :

$$Q = 3,83 + 15 = 18,83 \text{ кН}; K = 3,83 \text{ кНм}; M = -3,795 \text{ кНм}.$$

Перетин B_{26} :

$$Q = 18,83 \text{ кН}; K = 3,83 \text{ кНм}; M = -(3,83 + 15) \cdot 1 - 3,795 = -22,625 \text{ кНм}.$$

Перетин B_{27} :

$$Q = -18,83 + 26,5 = 7,67 \text{ кН}; K = 3,83 \text{ кНм}; M = 22,625 \text{ кНм}.$$

Перетин C_{27} :

$$Q = 7,67 \text{ кН}; K = 3,83 \text{ кНм};$$

$$M = -(3,83 + 15) \cdot 2,5 - 3,795 + 26,5 \cdot 1,5 = -11,12 \text{ кНм}.$$

Перетин C_{28} :

$$Q = 7,67 - 21 = -13,33 \text{ кН}; K = 11,12 \text{ кНм}; M = 3,83 \text{ кНм}.$$

Перетин D_{28} :

$$Q = -13,33 \text{ кН}; K = 11,12 \text{ кНм};$$

$$M = 3,83 - (15 + 3,83 - 26,5 + 21) \cdot 1 = 9,5 \text{ кНм}.$$

За отриманими результатами будуємо епюри внутрішніх силових факторів перерізуючих сил – Q , крутних моментів – K і згинальних моментів – M (рисунок 3.5а, б, в).

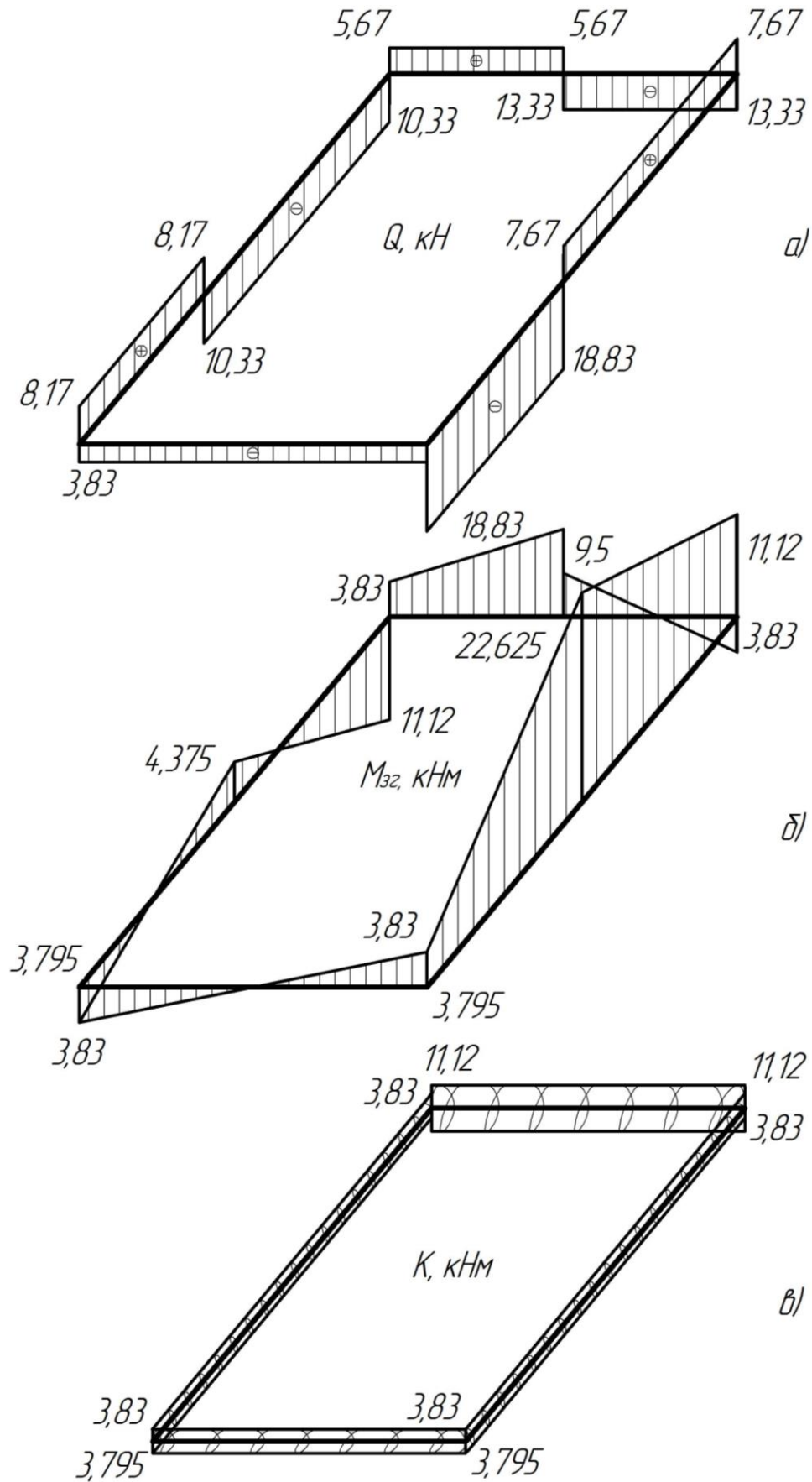


Рисунок 3.5 – Епюри внутрішніх силових факторів досліджуваної конструктивної системи

9. Підбір поперечного перетину рами

З аналізу епюр визначаємо небезпечний перетин – це перетин в якому діє максимальний згинальний момент

$$M_{зг. \max} = 22,625 \cdot 10^{-3} \text{ МНм, (див. рис. 3.5б).}$$

З умови міцності на згин за нормальними напруженнями визначаємо осьовий момент опору поперечного перетину конструктивної системи [3]:

$$W_0 \geq \frac{M_{зг. \max}}{[\sigma]},$$

де $[\sigma]$ – допустимі нормальні напруження матеріалу заданої конструктивної системи, для сталі 45, $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$.

Підставивши дані, отримаємо

$$W_0 \geq \frac{22,625 \cdot 10^{-3}}{160} = 141,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 141,4 \text{ см}^3.$$

За ГОСТ 8240-72 приймаємо швелер № 20, для якого $W_0 = 152 \text{ см}^3$.

ДОДАТОК 1

Форма № Н-6.01

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повна назва вищого навчального закладу)

Технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри, циклової комісії)

КУРСОВА РОБОТА

з **Методів проектування сільськогосподарських машин**

(назва дисципліни)

на тему: **Обґрунтування вибору енергетичного засобу та розрахунок несучої системи сільськогосподарських машин**

Студента (ки) 4 курсу МС-41 групи

напряму підготовки 133 Галузеве

машинобудування

Цьонь Максима Олеговича

(прізвище та ініціали)

Керівник: ст. викл., к.т.н. **Довбуш Т.А.**

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала:

Кількість балів: Оцінка ECTS

Члени комісії:

(підпис)

(прізвище та ініціали)

(підпис)

(прізвище та ініціали)

(підпис)

(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль - 2019 рік

ДОДАТОК 2

Міністерство освіти і науки України

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

Напрямок підготовки 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціальність

(шифр і назва)

Курс 4

Група

МС-41

Семестр

7

ЗАВДАННЯ на курсову роботу

Студентові

Цьонь Максиму Олеговичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування вибору енергетичного засобу та розрахунок несучої системи сільськогосподарських машин

2. Термін здачі студентом закінченої роботи 12 грудня 2019 року

3. Вихідні дані до роботи (заповнити відповідно до завдань № 1, № 2)

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)
(заповнити відповідно до плану виконання завдання № 1, № 2)

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу, якщо потрібно

1. Схематизація руху МТА по схилу: поздовжня та поперечна (1А2).

2. Креслення конструктивної системи в аксонометрії, 3D-моделювання (1А2).

Дата видачі завдання 05 вересня 2019 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Цьонь Максим Олегович

(прізвище , ім'я, по-батькові)

Керівник проекту

(підпис)

ст. викл. Довбуш Тарас Анатолійович

(вчене звання, посада, прізвище, ім'я по-батькові)

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ТА РЕКОМЕНДОВАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Сисолин П.В.. Методы проектирования сельскохозяйственных машин для полеводства: Учебное пособие / П.В. Сисолин. – К.: НМК ВО, 1993. – 152 с.
2. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин в четырех томах /Под ред. М.И. Клецкина. – М.: Машиностроение, 1967. – Т.1. – 722 с., Т.2. – 830 с.
3. Опір матеріалів /Під заг. ред. акад. АН УССР Г.С.Писаренко. – К.: Вища школа, 1986. – 775 с.
4. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин: монографія / Рибак Т.І. – Тернопіль: Збруч, 2002. – 332 с.
5. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины /Под. ред. Г.Е. Листопада. – М.: Агропромиздат, 1986. – 688 с.
6. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1: Машини для рільництва /П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І. Черновола. – К.: Урожай, 2001. – 382 с.
7. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин /Под ред. Е.С. Босого. – М.: Машиностроение, 1978. – 568 с.
8. Красніченко Н.С. Довідник конструктора по сільськогосподарським машинам. – К.: Урожай, 1999.
9. ДСТУ 3008-95. Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення. – К.: Держстандарт України, 1995. – 36 с.
10. Електронний фонд Національної бібліотеки імені В.І. Вернадського [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.nbuv.gov.ua/>
11. Хомик Н.І., Довбуш Т.А., Цьонь Г.Б. Машини та обладнання для тваринництва: навчально-методичний посібник до курсового проекту. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А, 2017. – 84 с.

Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

Довбуш Тарас Анатолійович
Хомик Надія Ігорівна
Довбуш Анатолій Дмитрович

МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК
до курсового проектування

Комп'ютерний набір: Антончак Наталія

Графічне оформлення: Піхоцький Владислав

Папір офсетний. Гарнітура «Таймс». Умов.друк.арк.

Наклад 50 прим.